

<b>Masterthesis</b> <b>Prüfungsexemplar (Zweitprüfer)</b>	
Name:	Vorname:
<b>Hoppe</b>	<b>Jens</b>
Studiengang:	vorgelegt am:
MA Nachhaltige Energiesysteme	
Erstprüfer:	Zweitprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell	Dr.-Ing. Bruno Lüdemann
Thema: <b>Modellierung und Untersuchung von ORC-Prozessen in der Simulationsumgebung von Modelica</b>	



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

*Hamburg University of Applied Sciences  
Department Maschinenbau und Produktion*

# **A u f g a b e n s t e l l u n g**

**für die Masterthesis**

**von Herrn Jens Hoppe**

Matrikel-Nummer: 1878671

**Thema: Modellierung und Untersuchung von ORC-Prozessen in der  
Simulationsumgebung von Modelica**

**Schwerpunkte:**

- Erstellung eines physikalischen Modelles für die Nutzung thermischer Energie mit ORC-Prozessen.
- Überführung des physikalischen Modells in eine modulare Bibliothek der Modelica-Simulationsumgebung.
- Erstellung benötigter Bibliotheken einsetzbarer ORC-Fluide, für die Bestimmung der nötigen thermodynamischen Zustandsgrößen.
- Untersuchung des modellierten ORC-Prozesses in Hinsicht auf
  - den thermischen Wirkungsgrad der Anlage,
  - die Steigerung der Effektivität durch den Einsatz eines Rekuperators,
  - einen Vergleich möglicher ORC-Fluide:
    - Kohlenstoffdioxid (R744),
    - Ammoniak (R717),
    - R134a,

## HOCHSCHULE FÜR ANGEWANDTE WISSENSCHAFTEN HAMBURG

### MASTER-THESIS

zur Erlangung des akademischen Grades  
„**Master of Engineering**“

in der Fachrichtung  
Nachhaltige Energiesysteme im Maschinenbau

Thema:

### **Modellierung und Untersuchung von ORC-Prozessen in der Simulationsumgebung von Modelica**

Eingereicht von: Jens Hoppe (Mat.-Nr.: 1878671)  
Theodor-Körner-Weg 21  
22455 Hamburg  
Tel.: (040) 38641795, Mobil: (0177) 4915161  
E-Mail: jhoppe@alice.de

Erarbeitet im: 4. Semester

Betreuung (HAW): Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell  
HAW Hochschule für angewandte Wissenschaften  
Fakultät TI  
Berliner Tor 21  
20099 Hamburg  
Tel.: (040) 42875-8718  
E-Mail: heike.frischgesell@rzbt.haw-hamburg.de

Betreuung (Imtech): Dr.-Ing. Bruno Lüdemann  
Imtech Deutschland GmbH & Co. KG  
Forschung und Entwicklung  
Hammer Straße 32  
22041 Hamburg  
Tel.: (040) 6949-2546, Mobil: (0172) 4505331  
E-Mail: bruno.luedemann@imtech.de

# Kurzfassung

Wärmekraftmaschinen, die nach dem Prinzip von ORC-Prozessen arbeiten, dienen der effektiven Nutzung thermischer Energie, insbesondere, wenn diese auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau vorliegt.

Für die effektive Entwicklung und den wirtschaftlichen Einsatz von ORC-Prozessen werden flexible und leistungsstarke Simulationsmodelle benötigt.

Diese Master-Thesis widmet sich der Erarbeitung eines ORC-Prozess-Modells in der Beschreibungssprache Modelica sowie der Untersuchung dieses Modells, hinsichtlich markanter Kenngrößen für Wärmekraftmaschinen, um ORC-Prozesse als Teilsystem einer Gesamtanlage durch Simulationsergebnisse bewerten zu können.

Hierfür wird ein physikalisches Modell aufgestellt, das die zu betrachtenden Effekte beschreibt, um dieses anschließend in ein Simulationstool zu übersetzen. Für die Berechnung von thermischen Zustandsgrößen ist außerdem ein Fluidmodell für typische ORC-Medien entstanden.

## Abstract

Thermal engines which operate on the principle of Organic Rankine Cycle are able to convert heat energy especial at a low temperature level.

For the efficient design and the commercial application of ORC-processes flexible and powerful simulationmodel are essential while planning and developing an ORC-modul.

As a part of this master thesis an simulationmodel for ORC-processes was developed. This model is using the modelica modeling language. The model provides the opportunities of calculating the characteristics of the closed cycle for comparable simulation results within the whole environment.

This master thesis developes the necessary physical effects and translates them into the modelica simulation environment. Even the used fluid model to calculate the thermal quantity of state of typical working fluid is programmed within this thesis.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Ziel</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>4</b>
3.1	Der Organic-Rankine-Cycle (ORC) . . . . .	6
3.2	Arbeitsmedien in ORC-Prozessen . . . . .	13
3.3	Systemgrenze der Modellierung des ORC . . . . .	16
<b>4</b>	<b>Das physikalische Modell des ORC</b>	<b>18</b>
4.1	Pumpe . . . . .	18
4.2	Verdampfer . . . . .	19
4.3	Turbine . . . . .	22
4.4	Kondensator . . . . .	22
4.5	Rekuperator . . . . .	23
4.6	Hilfs- und Analysemodelle . . . . .	24
4.6.1	Wirkungsgrade . . . . .	25
4.6.2	Exergie und Anergie . . . . .	26
4.6.3	Frischdampfregelung . . . . .	28
4.7	Das Fluid-Modell . . . . .	28
4.7.1	Virialgleichungen . . . . .	30
4.7.2	Tabelleninterpolation . . . . .	32
4.7.3	Fundamentalgleichungen . . . . .	33
<b>5</b>	<b>Modellierung des ORC in Modelica</b>	<b>35</b>
5.1	Umsetzung der Komponenten in Modelica . . . . .	37
5.1.1	Verdampfer . . . . .	38
5.1.2	Kondensator . . . . .	39
5.1.3	Turbine . . . . .	40
5.1.4	Pumpe . . . . .	41
5.1.5	Rekuperator . . . . .	41
5.2	Das Fluid-Modell in Modelica . . . . .	44

---

<b>6</b>	<b>ORC-Modellvergleich</b>	<b>47</b>
6.1	Vergleich der physikalischen Modelle . . . . .	47
6.1.1	Pumpe und Turbine . . . . .	48
6.1.2	Verdampfer . . . . .	48
6.1.3	Kondensator . . . . .	48
6.1.4	Rekuperator . . . . .	49
6.2	Validierungsrechnung . . . . .	49
<b>7</b>	<b>Untersuchungen am ORC-Modell</b>	<b>52</b>
7.1	Simulationsergebnisse . . . . .	52
7.1.1	Kohlenstoffdioxid ohne WRG . . . . .	53
7.1.2	Kohlenstoffdioxid mit WRG . . . . .	59
7.1.3	Ammoniak . . . . .	62
7.1.4	Ammoniak mit verminderter Wärmeleistung . . . . .	64
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>66</b>

# Abbildungsverzeichnis

3.1	Carnot-Prozess im $T,s$ -Diagramm . . . . .	5
3.2	Reversibler, unterkritischer ORC-Prozess im $T,s$ -Diagramm . . . . .	8
3.3	Reversibler, überkritischer ORC-Prozess im $T,s$ -Diagramm . . . . .	9
3.4	Irreversibler, unterkritischer ORC-Prozess im $T,s$ -Diagramm . . . . .	9
3.5	ORC-Prozess mit Wärmerückgewinnung im $T,s$ -Diagramm . . . . .	11
3.6	Verfahrensfließbild des ORC-Prozesses ohne Wärmerückgewinnung .	12
3.7	Verfahrensfließbild des ORC-Prozesses mit Wärmerückgewinnung . .	12
3.8	Zweiphasengebiet der untersuchten ORC-Medien im $T,s$ -Diagramm .	14
3.9	Systemgrenze des ORC-Moduls mit definierten Schnittstellen . . . .	17
4.1	Unterkritischer Temperaturverlauf im Verdampfer . . . . .	20
4.2	Überkritischer Temperaturverlauf im Verdampfer . . . . .	20
5.1	Darstellung des Verdampfers/Kondensators in der Modelica-Bibliothek	40
5.2	Darstellung der Turbine in der Modelica-Bibliothek . . . . .	41
5.3	Darstellung der Pumpe in der Modelica-Bibliothek . . . . .	42
5.4	Darstellung eines ORC-Moduls für die Verwendung in anderen Anlagensimulationen . . . . .	42
5.5	Beispielhafte Verschaltung der Komponenten zu einem ORC-Kreis- lauf, inklusive diverser Auswertungsmodelle in Dymola . . . . .	43
7.1	Thermische Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	54
7.2	Carnot-Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	55
7.3	Ausnutzungsgrade mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	55
7.4	Netto-Leistungen mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	56
7.5	Zugeführte Wärmeleistung mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	57
7.6	Massenströme mit Kohlenstoffdioxid . . . . .	58
7.7	Thermische Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid und WRG . . . . .	59
7.8	Carnot-Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid und WRG . . . . .	60
7.9	Zugeführte Wärmeleistung mit Kohlenstoffdioxid und WRG . . . . .	61
7.10	Netto-Leistungen mit Kohlenstoffdioxid und WRG . . . . .	61
7.11	Thermische Wirkungsgrade mit Ammoniak . . . . .	62
7.12	Massenströme mit Ammoniak . . . . .	63
7.13	Thermische Wirkungsgrade mit Ammoniak und verminderter Wärme- leistung . . . . .	64

---

7.14 Netto-Leistungen mit Ammoniak und verminderter Wärmeleistung .	65
7.15 Massenströme mit Ammoniak und verminderter Wärmeleistung . . .	65

# Tabellenverzeichnis

3.1	Daten des kritischen Punktes untersuchter Medien . . . . .	16
6.1	Randbedingungen der Validierungsrechnungen . . . . .	50
6.2	Übersicht der Vergleichspunkte für die Validierung . . . . .	50
6.3	Ergebnisse der Validierung am Vergleichspunkt 1 . . . . .	50
6.4	Ergebnisse der Validierung am Vergleichspunkt 2 . . . . .	51
7.1	Übersicht konstanter Modellparameter für die Simulation . . . . .	53

# Formelzeichen, Symbole und Indizes

## Formelzeichen und Symbole

$b$	$J/kg$	spezifische Anergie
$\dot{B}$	$W$	Anergiestrom
$c_p$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische, isobare Wärmekapazität
$e$	$J/kg$	spezifische Exergie
$\dot{E}$	$W$	Exergiestrom
$h$	$J/kg$	spezifische Enthalpie
$\dot{H}$	$W$	Enthalpiestrom
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$p$	$N/m^2$	Druck
$P$	$W$	Leistung
$q$	$J/kg$	spezifischer Wärmestrom
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$R$	$J/(kg \cdot K)$	Gaskonstante
$s$	$J/(kg \cdot K)$	spezifische Entropie
$t$	$s$	Zeit
$T$	$K$	thermodynamische Temperatur
$u$	$J/kg$	spezifische innere Energie
$x$	$kg_{Dampf}/kg_{tr.Luft}$	Dampfbeladung von feuchter Luft ( $0 \leq x \leq \infty$ )
$X$	$kg_i/kg_{gesamt}$	Massenanteil einer Komponente $i$ ( $0 \leq x \leq 1$ )
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\Phi$	–	Negativ Reduced Massius Function

## Indizes

a	Austritt
ab	abgeführt
C	Carnot
e	Eintritt
ges	gesamt
HD	Hochdruck
irr	irreversibel
is	isentrop
KON	Kondensator
m	gemittelt, mittlere
max	Maximum, maximal
min	Minimum, minimal
N	Nutz
ND	Niederdruck
ORF	Arbeitsmedium im ORC-Prozess
PUM	Pumpe
REK	Rekuperator
rev	reversibel
sat	Sättigung
sl	Siedelinie
t	technisch
tl	Taulinie
th	thermisch
TUR	Turbine
u	Umgebung
VDM	Verdampfer/Überhitzer
WRG	Wärmerückgewinnung
WT <sub>q</sub>	Wärmeträgermedium der Wärmequelle
WT <sub>s</sub>	Wärmeträgermedium der Wärmesenke
zu	zugeführt
1	bei Punkt 1
2	bei Punkt 2
2.1	bei Punkt 2.1
3	bei Punkt 3
4	bei Punkt 4
4.1	bei Punkt 4.1

# 1 Ziel

In einer Zeit sich immer stärker verknappender Primärenergieträger<sup>1</sup> gewinnen die Aspekte Effizienz und Effektivität, insbesondere von technischen Prozessen und Anlagen an Bedeutung. Mit den steigenden Energiepreisen steigt das Verlangen von Verbrauchern und Industrie nach ressourcenschonender Technik immer weiter. Die Gesellschaft befindet sich in einer Zeit des Umdenkens, was sich nicht zuletzt auch durch politische Zielsetzungen zur Schonung der Umwelt äussert.

Ein elementarer Ansatz für die Senkung des Primärenergiebedarfs, ist die bessere Ausnutzung vorhandener Potentiale. Derzeit werden, besonders in energieintensiven Sektoren, thermodynamische Potentiale nicht immer effektiv ausgenutzt.

Wärme­kraft­ma­schinen mit dem klassischen Wasser-Dampf-Kreislauf sind erst bei hohen Temperaturen sehr effektiv. Der Wirkungsgrad wird hier durch die Grenzen des Werkstoffes bestimmt. Durch die geringen Verdampfungstemperaturen, der eingesetzten Fluide in ORC-Prozessen, kann Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau effizient genutzt werden. Diese kann anschließend direkt als Antriebsenergie eingesetzt werden. Meist jedoch wird die gewonnene Rotationsenergie der Turbine direkt in elektrischen Strom umgewandelt.

Der effektive und wirtschaftliche Einsatz von ORC-Prozessen in der Anlagentechnik fordert die vorherige individuelle, dynamische Berechnung und Simulation im Gesamtnetz der Anlage. Neben einem geeigneten Fluidmodell müssen die charakteristischen Kreisprozessschritte durch physikalische Modelle in der geeigneten Simulationsumgebung programmiert werden. Einheitliche Schnittstellen der Einzelmodelle sowie der Gesamtanlage ermöglichen den vielfältigen und modularen Einsatz.

Modelica ist eine freie, objektorientierte Beschreiber- und Programmiersprache mit integriertem Lösungsalgorithmus. Ebenfalls Bestandteil des freien Softwarepaketes ist die Standardbibliothek, welche bereits die Vordefinitionen sehr vieler Einzelmodelle beinhaltet, die frei erweitert und zusammengestellt werden können. In der Umgebung von Dymola, basierend auf der Modelica-Sprache, ist im Rahmen dieser Arbeit ein Model eines vielfältig einsetzbaren ORC-Prozesses für die Nutzung thermischer Energie entstanden. Teil dieses Modells ist, neben den Modellen der Einzelaggregate, ein Medienmodell für die Berechnung thermischer Zustandsgrößen typischer Fluide in ORC-Prozessen.

---

<sup>1</sup>Primärenergie wird diejenige Energieform bezeichnet, welche natürlichen Ursprungs ist und somit die Grundlage der weltweiten Energieversorgung bildet.

## 2 Einleitung

Das zentrale Thema in nahezu allen Bereichen der technischen Entwicklung, ist die intelligente und effiziente Nutzung und Bereitstellung von Energie in unterschiedlichen Formen. Vor diesem Hintergrund ist vor allem die effektivere Ausnutzung thermodynamischer Potentiale ein Schwerpunkt der Forschung.

Die Energiewirtschaft ist derzeit im Umbruch. Durch den Ausbau regenerativer Energieformen, wie zum Beispiel der Windkraft und dem gleichzeitigen Rückbau bestehender, konventioneller Großkraftwerke wie zum Beispiel der Kernenergie, verschiebt sich das Profil erzeugter, elektrischer Leistung gegenüber dem Lastprofil in Deutschland. Die Regelbarkeit der regenerativen Energieformen ist derzeit nur eingeschränkt möglich. Hierfür wird noch ein verlustarmer und wirtschaftlicher Energiespeicher gesucht, um die natürlichen Schwankungen in der Produktionsleistung erneuerbarer Energien ausgleichen zu können.

Die Bundesregierung hat sich zum Ziel gesetzt, bis zum Jahre 2050 den Primärenergieverbrauch Deutschlands um 50 % gegenüber dem Verbrauch aus dem Jahr 2008 zu senken [vgl. BMU, 2010]. Gleichzeitig soll der Anteil erzeugter, elektrischer Energie aus regenerativen Energieformen auf 60 % ansteigen [vgl. BMU, 2010]. Diese Ziele können nur durch eine geschickte Kombination der drei Grundstrategien Konsistenz<sup>1</sup>, Effizienz<sup>2</sup> und Suffizienz<sup>3</sup> erreicht werden [vgl. Behrendt u. a., 1998].

Der gezielte Einsatz von ORC-Prozessen ermöglicht es thermodynamische Potentiale effektiver nutzen zu können. Sie entsprechen der Definition von Wärmekraftmaschinen. Diese wandeln zugeführte Wärmeenergie in mechanische Energie und führen einen Wärmestrom auf niedrigerem Temperaturniveau ab. ORC-Prozesse können sehr flexibel eingesetzt werden. Die Arbeitsmedien in individuell angepassten ORC-Modellen bieten ein sehr breites Einsatzgebiet, in dem zum Beispiel ein Wasser-Dampf-Prozess nicht mehr effektiv arbeiten kann. ORC-Prozesse eignen sich daher besonders für die Nutzung thermodynamischer Potentiale, bei denen das Temperaturniveau von Wärmesenke und -quelle zu niedrig ist.

Ein besonderer Einsatz von ORC-Prozessen ist die Bereitstellung von elektrischer Energie aus geothermischen Kraftwerken. Meist ist das mögliche Temperaturniveau

---

<sup>1</sup>Konsistenz bezeichnet die Umgestaltung von Prozessketten für die Herstellung und Erzeugung von Gütern und Waren.

<sup>2</sup>Effizienz bezeichnet die bessere Ausnutzung von Eingangsenergie in Prozessketten.

<sup>3</sup>Suffizienz bezeichnet den gezielteren und rücksichtsvolleren Umgang und Einsatz von Primärenergie.

von geothermischen Bohrungen zu niedrig für konventionelle, thermische Kraftwerksprozesse, was den Einsatz von ORC-Prozessen unumgänglich macht.

In Zusammenarbeit mit der Imtech GmbH & Co. KG erweitert diese Thesis den Rahmen des Leistungsportfolios von Imtech im Bereich der Anlagensimulationen. HKSim, als Teil des Know-Hows von Imtech, ist bereits ein etabliertes und leistungsstarkes Werkzeug, für die effiziente Simulation von komplexen Energie- und Anlagensystemen. Daher ist eine Umsetzung des ORC-Modells, mit unmittelbarer Einbindungsmöglichkeit in die HKSim Bibliothek, die Voraussetzung. Das Modell selbst ist eine eigenständige Einheit, mit definierten und bekannten Schnittstellen, in der Beschreibersprache Modelica.

Durch die Möglichkeit ORC-Prozesse in komplexere Anlagensimulationen einbinden zu können, ist die detaillierte Berechnung und der Vergleich unterschiedlicher Nutzungsmöglichkeiten thermodynamischer Potentiale durchführbar. Nur so können diese Potentiale besser genutzt werden, um insgesamt die Schonung der Ressourcen zu optimieren und somit den Primärenergieverbrauch zu senken.

Derzeit werden ORC-Prozesse vor allem in der Nutzung von Solarenergie, geothermischer Energie und Wärmeenergie aus Biomasse eingesetzt [vgl. Obernberger u. Gaia, 2005]. Auch die Energie industrieller Abwärme wird mit ORC-Prozessen zurückgewonnen. Stand der Technik ist die direkte Stromerzeugung, mittels eines Generators. Dabei werden heute elektrische Wirkungsgrade (bezogen auf die Energie der Wärmequelle) von über 20 % erreicht [vgl. Energie und Management, 2012]. Das Leistungsspektrum der Anlagen liegt dabei zwischen 50 kW und 5 MW [vgl. Energie und Management, 2012].

In Serie gefertigte ORC-Module, sind in der Regel nicht verfügbar. Die unterschiedlichen Anforderungen, wie Temperaturniveau und Dynamik der Wärmequelle und -senke, macht eine individuelle Planung und Dimensionierung einer Anlage unumgänglich. Daher werden derzeit auch viele unterschiedliche Arbeitsmedien eingesetzt. Es wird nicht nur auf organische Verbindungen zurückgegriffen. Häufig werden die Kreisläufe mit Ammoniak, Kohlenwasserstoffen und Silikonölen betrieben, deren Eigenschaften oft dem Einsatz angepasst werden.

### 3 Grundlagen

Der ORC-Prozess ist ein thermodynamischer Kreisprozess, bei dem Wärme in mechanische Energie gewandelt wird. Ein ORC-Modul entspricht damit den Prinzipien einer Wärmekraftmaschine. Dabei durchläuft das Arbeitsmedium mehrere Zustandsänderungen, wobei der Anfangs- und Endzustand identisch sind. Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik, angewendet auf einen geschlossenen, stationären Kreisprozess, lässt sich wie folgt formulieren [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\oint du = \oint dw + \oint dq = 0 \quad (3.1)$$

Der thermodynamisch ideale Kreisprozess einer Wärmekraftmaschine wird durch den Carnot-Prozess beschrieben. Dieser wird daher oft als Vergleichsprozess genutzt, um die thermische Effizienz vergleichbar bewerten zu können. In Abbildung 3.1 ist ein Carnot-Prozess, bestehend aus vier Zustandsänderungen, dargestellt [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

- 1 → 2: Isentrope Kompression.
- 2 → 3: Isotherme Wärmezufuhr.
- 3 → 4: Isentrope Expansion.
- 4 → 1: Isotherme Wärmeabgabe.

Die eingeschlossene Fläche in der Abbildung 3.1 entspricht der resultierenden Differenz aus zu- und abgeführter Wärme [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009].

$$\oint dq = q_{\text{ges}} = \oint T ds = q_{\text{zu}} - |q_{\text{ab}}| \quad (3.2)$$

Aus Gleichung (3.1) und (3.2) folgt damit die im Prozess gewonnene Nutzarbeit [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$|w_{\text{N}}| = |q_{\text{zu}}| - |q_{\text{ab}}| \quad (3.3)$$

Der thermische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ist definiert durch den Quotienten aus Nutzarbeit und zugeführter Wärme [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|w_{\text{N}}|}{q_{\text{zu}}} = \frac{q_{\text{zu}} - |q_{\text{ab}}|}{q_{\text{zu}}} \quad (3.4)$$

Bei einem ideellen, verlustfreien Kreisprozess, wie dem Carnot-Prozess, entstehen keine Irreversibilitäten. Der thermische Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses wird auch als Carnot-Wirkungsgrad ( $\eta_C$ ) bezeichnet. Er ist ausschließlich von den Temperaturen der Wärmezufuhr und -abfuhr abhängig [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Daher kann er für jede Wärmekraftmaschine, unabhängig vom Arbeitsmedium, eindeutig bestimmt werden [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\eta_{\text{th}}^{\text{rev}} = \eta_C = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} \quad (3.5)$$

Die Wärmezufuhr und -abfuhr in Wärmekraftmaschinen ist üblicherweise nicht isotherm. Um eine konstante Temperatur bei den Wärmeübergängen realisieren zu können, müsste die Wärmekraftmaschine ausschließlich im Nassdampfgebiet eines reinen Arbeitsfluides betrieben werden.

Bei einem gleitenden Temperaturverlauf der Wärmeaufnahme und -abgabe muss für den carnotischen Wirkungsgrad die mittlere Temperatur angesetzt werden. Diese wird über den übertragenen Wärmestrom und die damit verbundene Entropieänderung definiert [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$T_{\text{m},23} = \frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{S}_{Q_{23}}} \quad (3.6)$$

$$T_{\text{m},41} = \frac{\dot{Q}_{41}}{\dot{S}_{Q_{41}}} \quad (3.7)$$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{12}$  ergibt sich aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik. Dabei sind die Änderungen der kinetischen und potentiellen Energie vernachlässigt [vgl.

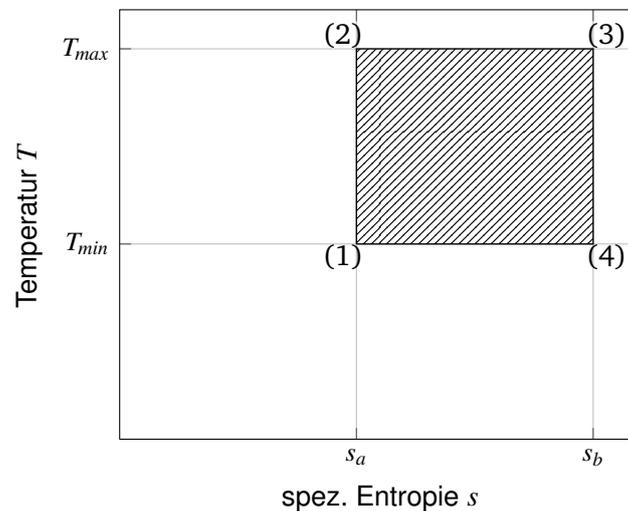


Abbildung 3.1: Carnot-Prozess im  $T, s$ -Diagramm

Baehr u. Kabelac, 2009]. Der Entropiestrom wird durch die Entropiedifferenz und einen irreversiblen Anteil bestimmt [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.8)$$

$$\dot{S}_{Q_{23}} = \dot{m}(s_3 - s_2 - s_{\text{irr},23}) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{41} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.10)$$

$$\dot{S}_{Q_{41}} = \dot{m}(s_1 - s_4 - s_{\text{irr},41}) \quad (3.11)$$

Unter der Annahme einer reibungsfreien Strömung ergibt sich die mittlere Temperatur der Wärmeübertragung zu:

$$T_{m,23} = \frac{h_3 - h_2}{s_3 - s_2} \quad (3.12)$$

$$T_{m,41} = \frac{h_1 - h_4}{s_1 - s_4} \quad (3.13)$$

Ziel der Konzeptionierung von Wärmekraftmaschinen ist daher eine hohe Temperatur der Wärmezufuhr und eine niedrige Temperatur der Wärmeabfuhr.

### 3.1 Der Organic-Rankine-Cycle (ORC)

Der ORC-Prozess ist eine Sonderform des CRC, dem *Clausius-Rankine-Cycle*, welcher als Vergleichsprozess für Dampfkraftwerke dient. Die einzelnen Zustandsänderungen sind die gleichen. Der einfachste CRC-Prozess setzt sich dabei aus folgenden Schritten zusammen [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

- 1 → 2: Polytrope Kompression durch Zufuhr von Arbeit.
- 2 → 3: Isobare Wärmezufuhr mit Verdampfung und Überhitzung.
- 3 → 4: Polytrope Expansion durch Abgabe von Arbeit.
- 4 → 1: Isobare Wärmeabfuhr mit Kondensation.

Der Organic Rankine Cycle unterscheidet sich vom klassischen Wasser-Dampf-Prozess durch die Wahl des Arbeitsmediums. Für kleine Temperaturdifferenzen ist Wasser weniger effektiv einsetzbar, als andere Medien die bei Umgebungstemperaturen bereits deutlich kleinere Sättigungsdrücke aufweisen. Der Betrieb einer Wärmekraftmaschine, die nach dem Prinzip des CRC- bzw. ORC-Prozesses arbeitet, umfasst mindestens vier grundlegende Aggregate. Dazu zählen die Pumpe, der Verdampfer (und gegebenenfalls Überhitzer), die Turbine und der Kondensator.

Die Pumpe stellt ein Bindeglied zwischen der Hochdruckseite mit der Verdampfung und der Niederdruckseite mit der Kondensation dar. Sie hebt die innere Energie

des Arbeitsmediums durch Kompression auf ein höheres Druckniveau. Ist der Wert des isentropen Wirkungsgrades der Pumpe von 1 verschieden, erfolgt die Kompression polytrop und die Entropie des Fluids steigt.

Der Verdampfer ist ein Wärmeübertrager. Hier wird das flüssige Arbeitsmedium auf die Sättigungstemperatur erwärmt, verdampft und anschließend wird gegebenenfalls überhitzt. Hierfür wird Wärmeenergie benötigt, welche aus der Umgebung des Systems zugeführt werden muss.

Die Turbine stellt das Gegenstück zur Pumpe dar. Hier wird, unter Abgabe von Arbeit, das Medium auf ein niedrigeres Druckniveau entspannt. Auch diese Zustandsänderung ist analog zur Pumpe eine verlustbehaftete Polytrope, bei der die Entropie zunimmt. Durch die Entspannung nimmt die Temperatur des Gases ab.

Im Kondensator wird sowohl die im Fluid verbleibende, sensible Restwärme, als auch die latente Kondensationswärme dem Medium entzogen und über die Systemgrenzen abgegeben. Neben der ungenutzten Abgabe an die Umwelt kann die Wärmesenke auch ein weiterer Verbraucher, wie zum Beispiel ein Fernwärmenetz, sein. Am Austritt des Kondensators liegt dann wieder der Eintrittszustand der Pumpe vor. Der Kreisprozess ist geschlossen.

Der Clausius-Rankine-Prozess ist ein idealisierter Kreisprozess. Sowohl die Turbine, als auch die Pumpe sind in der Realität verlustbehaftet. Die isentropen Zustandsänderungen werden zu polytropen und die spezifische Entropie am Austritt ist stets größer, als beim Eintrittszustand [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Die Verluste von Strömungsmaschinen wie der Turbine und der Pumpe, können durch den isentropen Wirkungsgrad bestimmt werden [vgl. Pfeleiderer u. Petermann, 1991].

Auch die isobaren Zustandsänderungen der Wärmeübertragung sind idealisierte Annahmen. Tatsächlich nimmt der Druck durch Reibung ab. [vgl. Pfeleiderer u. Petermann, 1991]

In der Abbildung 3.2 ist die Siede- und Taulinie eines beispielhaften Mediums wie es in ORC-Prozessen eingesetzt wird, in schwarz dargestellt. Die blau gestrichelten Linien stellen die Zustandsänderungen des geschlossenen Kreisprozesses dar. Die Abbildung 3.2 zeigt, dass das Arbeitsmedium während der Verdampfung das Nassdampfgebiet durchläuft. Ein solcher Prozessverlauf wird auch als unterkritische Verdampfung bezeichnet. Hier ist der gewählte Verdampfungsdruck unterhalb des kritischen Druckes des Mediums. Ist das Fluid noch flüssig, wird es durch die Wärmezufuhr erwärmt, bis es seine Sättigungstemperatur erreicht hat. Bei einem reinen Fluid und konstantem Druck bleibt die Temperatur während dem Phasenwechsel konstant. Die Verdampfung erfolgt dann isobar, isotherm. Ist das Nassdampfgebiet durchlaufen, liegt nur noch die gesättigte Gasphase des Fluids vor. Wird dem System weiterhin Wärme zugeführt, steigt die Temperatur weiter an. Das Gas überhitzt [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Analog dazu erfolgt auch die Kondensation isobar, isotherm. Eine Unterkühlung des Fluids ist für eine Wärmekraftmaschine typischerweise nicht sinnvoll, da die hierfür benötigte Energie nicht zur Leistungssteigerung beitragen kann.

Wird ein Verdampfungsdruck größer dem Druck des kritischen Punktes gewählt, verschwimmen die Grenzen zwischen Flüssigkeits- und Gasphase. Es stellt sich kein isothermer Verlauf ein (trotz eines isobaren Prozesses) [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Ein derartiger Übergang von der flüssigen Phase in das Gasgebiet, wird als überkritische Verdampfung bezeichnet. Die Daten des kritischen Punktes sind für jeden Stoff charakteristische Größen. Die Abbildung 3.3 stellt einen überkritischen Verdampfungsprozess im  $T,s$ -Diagramm dar. Überkritische Verdampfungsprozesse nutzen den exergetischen Teil der Wärmequelle effektiver, als unterkritische. Grund ist die bessere Nutzung sensibler Wärme, durch die stetig steigende Temperatur des Arbeitsmediums. So ist die Änderung der Temperaturdifferenz beider Stoffströme zueinander deutlich kleiner [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009].

Da in ORC-Prozessen vornehmlich retrograde<sup>1</sup> Fluide eingesetzt werden, erzielt eine starke Überhitzung des Dampfes oft nicht die gewünschte Steigerung des Wirkungsgrades wie beim Wasser-Dampf-Kreislauf. Selbst durch eine idealisierte, isentrope Entspannung in der Turbine, nimmt bei diesen Medien die Überhitzung nach der Entspannung weiter zu [vgl. VDI, 1980]. Wird der Frischdampf nicht oder nur wenig überhitzt, wird zusätzlich der schlechtere Wärmeübergang der Gasphase und der damit verbundene Exergieverlust, durch die steigende Temperaturspreizung vermieden [vgl. VDI, 1984].

Die Abbildungen 3.2 und 3.3 zeigen die Kompression und die Entspannung, als isentrope Zustandsänderung. Um aussagekräftige Ergebnisse der Simulationen

<sup>1</sup>Retrograde oder auch trockene Fluide zeichnen sich durch eine fallende Taumentropie bei sinkender Temperatur aus.

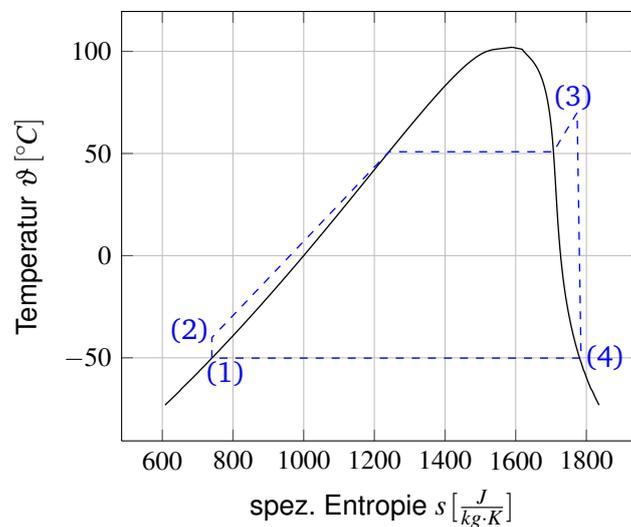


Abbildung 3.2: Reversibler, unterkritischer ORC-Prozess im  $T,s$ -Diagramm

erreichen zu können, müssen die Zunahmen der Entropie, bei der Druckänderung mit berücksichtigt werden. Die Austrittszustände der Pumpe und der Turbine werden daher über einen individuellen, isentropen Wirkungsgrad bestimmt. In der Abbildung 3.4 ist ein ORC-Kreisprozess, mit polytroper Kompression und Entspannung wie sie in diesem Modell umgesetzt sind, dargestellt.

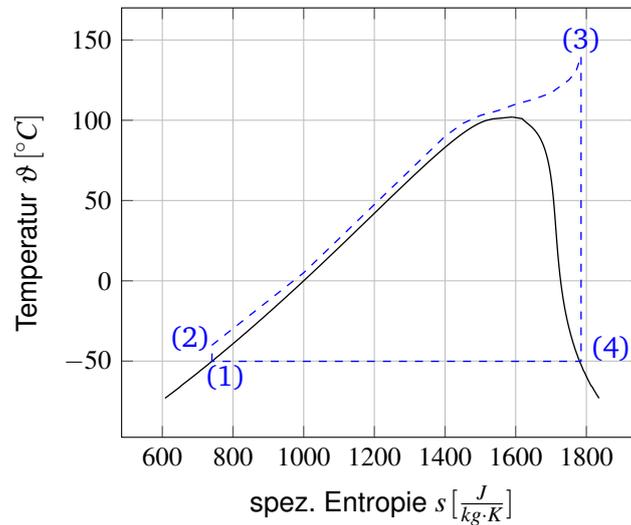


Abbildung 3.3: Reversibler, überkritischer ORC-Prozess im  $T, s$ -Diagramm

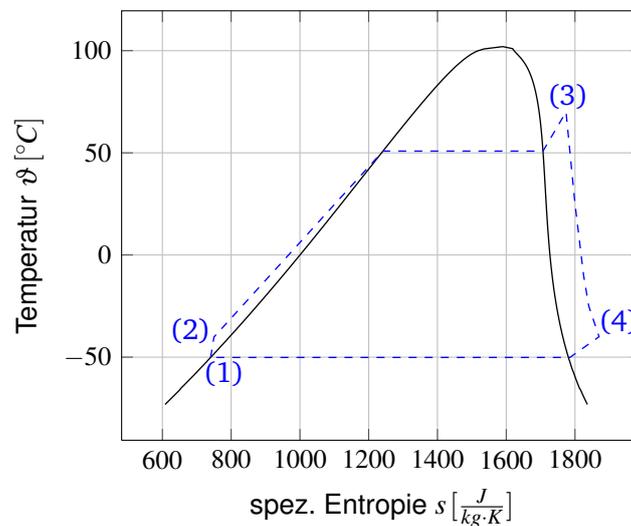


Abbildung 3.4: Irreversibler, unterkritischer ORC-Prozess im  $T, s$ -Diagramm

Für die Bewertung der Effektivität sowie als Vergleichswerkzeug muss der thermische Wirkungsgrad der Gesamtanlage bestimmt werden. Dieser ist stets kleiner, als der canotische Wirkungsgrad. Aus den, in den einzelnen Punkten des Kreisprozesses, zu bestimmenden Zustandsgrößen, lassen sich die charakteristischen Energieströme berechnen. Durch Anwendung des 1. Hauptsatzes entsprechen die spezifischen Enthalpiedifferenzen den spezifischen Energieströmen:

$$|w_{\text{PUM}}| = h_2 - h_1 \quad (3.14)$$

$$|q_{\text{zu}}| = h_3 - h_2 \quad (3.15)$$

$$|w_{\text{TUR}}| = h_3 - h_4 \quad (3.16)$$

$$|q_{\text{ab}}| = h_4 - h_1 \quad (3.17)$$

Mit diesen Beziehungen sowie der Gleichung (3.4) kann der thermische Wirkungsgrad des Systems bestimmt werden:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|w_{\text{N}}|}{|q_{\text{zu}}|} = \frac{|w_{\text{TUR}}| - |w_{\text{PUM}}|}{|q_{\text{zu}}|} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.18)$$

Durch die Verwendung retrograder Fluide oder durch die polytrope Entspannung in der Turbine, liegt am Eintritt des Kondensators meist kein gesättigter, sondern überhitzter Dampf vor. Im Idealfall entspannt die Turbine das Gas bis auf die Tauline. Nassdampfzustände sind für die Turbine im Allgemeinen nicht zulässig. Der energetische Unterschied zwischen überhitztem und gesättigtem Zustand am Austritt der Turbine wird als sensible Restwärme bezeichnet. Diese senkt den Wirkungsgrad der Anlage. Die Restwärme trägt nicht zur Leistungssteigerung bei, sondern muss im Kondensator dem Medium entzogen werden.

Insbesondere in ORC-Prozessen, mit retrograden Fluiden, ist die Restwärme auch bei sehr gut abgestimmten Systemen, nicht zu vermeiden. Um den Wirkungsgrad dennoch zu erhöhen, muss diese Restwärme sinnvoll genutzt werden. Hierfür wird ein weiterer Wärmeübertrager zur internen Wärmerückgewinnung eingesetzt. Dieser entzieht dem Stoffstrom zwischen Turbine und Kondensator die sensible Wärme und gibt sie wieder zwischen Pumpe und Verdampfer an das Arbeitsmedium ab. So wird die, im Verdampfer zugeführte Wärmeenergie effektiver genutzt. Auch steigt so die Temperatur der Wärmezufuhr und gleichzeitig sinkt die Temperatur der Wärmeabgabe, was insgesamt den Carnot-Wirkungsgrad steigen lässt (vgl. Gleichung (3.5)) [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Dieser Wärmeübertrager heißt auch Rekuperator. Abbildung 3.5 zeigt ein  $T,s$ -Diagramm eines ORC-Prozesses mit interner Wärmerückgewinnung. Die spezifischen Energieströme eines derartigen Anlagenkonzeptes lassen sich ebenfalls aus den einzelnen Enthalpiedifferenzen

bestimmen:

$$|w_{\text{PUM}}| = h_2 - h_1 \quad (3.19)$$

$$|q_{\text{zu}}| = h_3 - h_{2.1} \quad (3.20)$$

$$|w_{\text{TUR}}| = h_3 - h_4 \quad (3.21)$$

$$|q_{\text{ab}}| = h_{4.1} - h_1 \quad (3.22)$$

$$|q_{\text{WRG}}| = h_4 - h_{4.1} = h_{2.1} - h_2 \quad (3.23)$$

Mit diesen Beziehungen sowie der Gleichung (3.4) kann der thermische Wirkungsgrad des Systems mit Wärmerückgewinnung bestimmt werden:

$$\eta_{\text{th, WRG}} = \frac{|w_{\text{N}}|}{|q_{\text{zu}}|} = \frac{|w_{\text{TUR}}| - |w_{\text{PUM}}|}{|q_{\text{zu}}|} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_{2.1}} \quad (3.24)$$

Neben dem thermischen Wirkungsgrad der Anlage, als Bewertungs- und Vergleichsgröße, muss unbedingt auch der carnotische Wirkungsgrad in der Bewertung berücksichtigt werden. Mit Hilfe des thermischen Wirkungsgrades kann beurteilt werden, welcher Teil der zugeführten Wärme in technische Nutzarbeit gewandelt wird. Typischerweise ist das Maximum aber nie 100 %, da ein Teil der Wärme für die Kondensation abgegeben wird. Der Carnot-Wirkungsgrad wiederum gibt an, wieviel der zugeführten Energie maximal nutzbar ist. Ein Carnot-Wirkungsgrad von 1 kann nur erreicht werden, wenn der Quotient aus  $T_{\text{min}}$   $T_{\text{max}}$  zu 0 wird. Dafür müsste entweder die Temperatur der Wärmeaufnahme unendlich groß werden oder aber die Temperatur der Wärmeabgabe einen Wert von 0 K ( $= -273,15^\circ\text{C}$ ) annehmen.

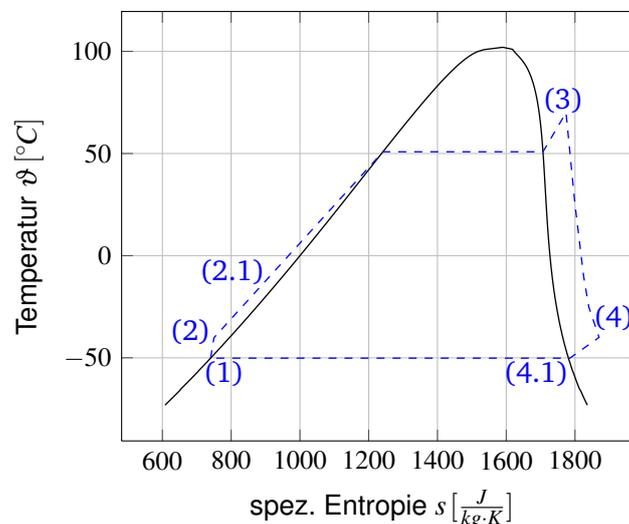


Abbildung 3.5: ORC-Prozess mit Wärmerückgewinnung im  $T, s$ -Diagramm

Beide Zustände sind theoretische Annahmen, was dazu führt, dass der carnotische Wirkungsgrad stets kleiner 1 ist.

Der Quotient aus dem Carnot-Wirkungsgrad und dem thermischen Wirkungsgrad der Anlage ist ein Maß für die Effektivität des Systems. Wird dieser Quotient gleich 1, wird der maximal mögliche Anteil der Wärmeenergie in technische Nutzarbeit gewandelt. Eine weitere Leistungssteigerung kann dann nur durch eine Anpassung der Betriebsparameter erreicht werden.

Für die einfachere Zuordnung der systemcharakteristischen Zustände sind diese durchnummeriert. Die Abbildungen 3.6 und 3.7 zeigen jeweils das Anlagenschema eines ORC-Prozesses sowie die zugehörigen, charakteristischen Prozesspunkte. In Abbildung 3.6 ist der einfache Kreisprozess, ohne interne Wärmerückgewinnung, in Abbildung 3.7 der mit Wärmerückgewinnung durch den Rekuperator dargestellt.

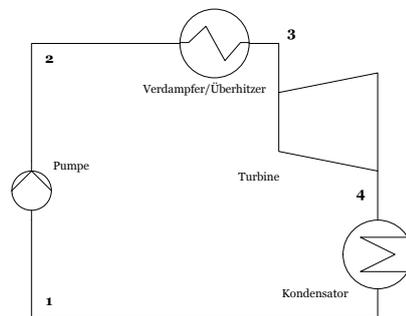


Abbildung 3.6: Verfahrensfliessbild des ORC-Prozesses ohne Wärmerückgewinnung

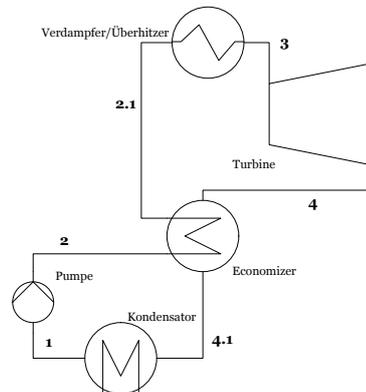


Abbildung 3.7: Verfahrensfliessbild des ORC-Prozesses mit Wärmerückgewinnung

### 3.2 Arbeitsmedien in ORC-Prozessen

Der Name *Organic-Rankine-Cycle* benennt bereits das wichtigste Merkmal und unterscheidet den ORC-Prozess von einem Wasser-Dampf-Prozess. Als Arbeitsmedien werden organische Fluide wie zum Beispiel Kohlenwasserstoffe, aber auch anorganische Verbindungen wie Ammoniak eingesetzt. Die konkrete Wahl eines Mediums wird maßgeblich von einem definierten Einsatz beeinflusst. Die thermophysikalischen Eigenschaften der einzelnen Fluide variieren teilweise sehr stark. Um den höchst möglichen Anlagenwirkungsgrad erreichen zu können, müssen die Eigenschaften des Fluides auf die Wärmezufuhr und -abfuhr abgestimmt sein. Meist werden dabei Flurkohlenwasserstoffe verwandt, da die früher eingesetzten Flurchlorkohlenwasserstoffe seit 1991 gesetzlich verboten sind [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]. Grund sind die umweltschädigenden Auswirkungen. Vornehmlich werden dabei die Schädigung der Ozonschicht und der Beitrag am Treibhauseffekt bewertet. Vor dem Hintergrund, dass moderne Technologien umweltschonend und ressourcensparsam konzipiert werden, sind vor allem Medien mit geringem Ozonabbaupotential (ODP)<sup>2</sup> und geringem Treibhauseffekt (GWP)<sup>3</sup> von besonderem Interesse. Allerdings sind auch weitere Bewertungskriterien wie zum Beispiel die Brennbarkeit oder die Verfügbarkeit der Medien, für die Auswahl von Bedeutung.

Trotz der außerordentlichen Eigenschaften von Wasser, insbesondere für den Einsatz in thermischen Kreisprozessen, ist es nicht optimal für Niedertemperaturanwendungen sowie für den Einsatz bei nur kleiner Temperaturdifferenz, von der Wärmequelle zur -senke, geeignet. Die meisten, für ORC-Prozesse interessanten Fluide, verdampfen bei deutlich niedrigeren Temperaturen als Wasser.

Ein Beispiel gibt der Vergleich von R114<sup>4</sup> mit Wasser. Bei einer festen Frischdampf­temperatur von 180 °C und einer Kondensationstemperatur von 50 deg, ergibt sich bei dem Kältemittel ein unteres Druckniveau von ca. 4,5 bar und ein oberes Druckniveau von etwa 55 bar, wenn vorausgesetzt wird, dass bei einer isentropen Entspannung das Nassdampfgebiet nicht durchlaufen wird. Die Verdampfung ist hier überkritisch. Der Wasserkreislauf mit den gleichen Randbedingungen, erreicht gerade einmal einen maximalen Druck von ca. 0,49 bar, bei einem Gegendruck von etwa 0,12 bar. Nimmt man nun einen isentropen Wirkungsgrad der Turbine von 0,8 an, ergibt sich für das Kältemittel ein thermischer Wirkungsgrad von 0,14 und für Wasser ein Wert von 0,075. Bei einem Carnot-Wirkungsgrad von 0,287 können mit R114 so 48 %, mit Wasser nur 26,5 %, der maximalen Leistung gewonnen werden. Verringert man das Kondensationsniveau auf eine Temperatur von 20 °C, so stellt sich das Ergebnis noch eindeutiger dar. Mit R114 können dann ca. 49 %, mit Was-

---

<sup>2</sup>Ozone Depletion Potential

<sup>3</sup>Global Warming Potential

<sup>4</sup>R114 ist ein mittlerweile Verbotenes, aber früher sehr verbreitetes Kältemittel der Fluorchlorkohlenwasserstoffe. Die Summenformel für R114 lautet: C<sub>2</sub>F<sub>4</sub>Cl<sub>2</sub>

ser nur noch 24,5 %, der maximalen Energie gewandelt werden. Dabei ergeben sich die thermischen Wirkungsgrade von 0,17 für R114 und 0,085 für Wasser, bei einem Carnot-Wirkungsgrad von 0,347 [vgl. VDI, 1980].

Allerdings ist dies nicht der wichtigste Aspekt für den Einsatz von organischen Medien, anstatt Wasser. Bedeutend ist die Kategorisierung der Fluide hinsichtlich der Steigung ihrer jeweiligen Taulinie.

- Trockene (retrograde) Medien, mit positiver Steigung der Taulinie im  $T,s$ -Diagramm.
- Isentrope Medien, mit unendlicher Steigung der Taulinie im  $T,s$ -Diagramm.
- Feuchte Medien, mit negativer Steigung der Taulinie im  $T,s$ -Diagramm.

Abbildung 3.8 zeigt den Verlauf der Siede- und Taulinie von R134a in grün, R744 (Kohlenstoffdioxid) in blau und von R717 (Ammoniak) in rot. Zusätzlich sind auch die Kurven von Wasser (R718) in schwarz eingetragen.

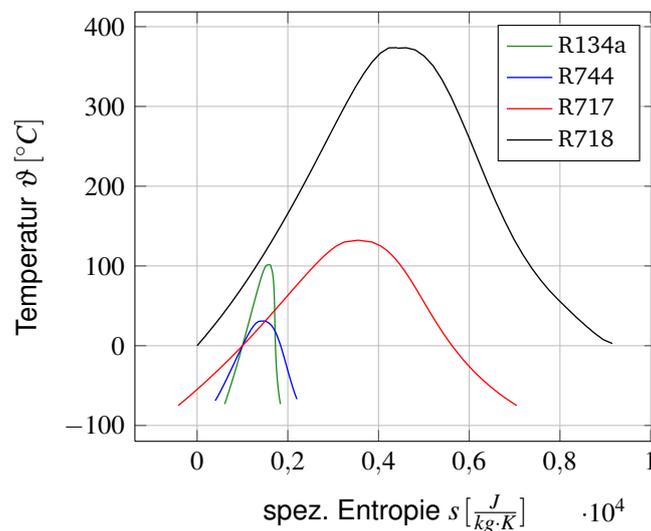


Abbildung 3.8: Zweiphasengebiet der untersuchten ORC-Medien im  $T,s$ -Diagramm

Neben dem Unterschied der Steigungen der Taulinien, werden auch die verschiedenen, spezifischen Verdampfungsenthalpien deutlich. Während die Steigung von Ammoniak deutlich negativ verläuft, die von R134a (einem klassischen Kältemittel) fast isentrop, also senkrecht.

Wasser gehört zu den feuchten Medien. Bei diesen Fluiden ist eine Überhitzung des Dampfes unbedingt notwendig, da die Turbine ansonsten in das Nassdampfgebiet entspannen würde. Schaufelblätter von Turbinen sind sehr empfindlich gegenüber Erosionen, weshalb solche Betriebszustände unbedingt vermieden werden

müssen, auch wenn heute einige Hochleistungsturbinen einen geringen Anteil Flüssigkeit in den letzten Stufen der Entspannung zulassen. Das Vermeiden von Flüssigkeitstropfen am Austritt der Turbine kann nur durch eine ausreichende Überhitzung des Frischdampfes erreicht werden.

Bei retrograden Fluiden besteht diese Gefahr nicht. Aufgrund der positiven Steigung der Tauline besitzt das Gas selbst nach einer isentropen Entspannung eine höhere, relative Überhitzung, als vor der Entspannung. Bei feuchten Medien wird daher oft eine Zwischenüberhitzung vorgesehen, um den Wirkungsgrad zu verbessern. Dabei wird nach dem Austritt aus dem Überhitzer der Dampf auf die Taulinie entspannt, um anschließend in einer weiteren Überhitzerstufe nochmals erwärmt zu werden. Anschließend kann dieser Dampf dann auf das gewünschte, niedrigere Druckniveau entspannt werden, ohne dass die Kondensation bereits in der Turbine einsetzt. Voraussetzung für eine solche Verschaltung ist eine geeignete Wärmequelle mit ausreichendem Temperaturniveau und kann daher nur individuell angepasst werden.

Die Vorteile von Kältemitteln, gegenüber einem Wasser-Dampf-Kreislauf, sind die niedrige Lage des kritischen Punktes, was häufig zu einem überkritischen Verdampfungsprozess führt, als auch die veränderte Steigung der Taulinie, im Vergleich mit Wasser und der damit verbundenen Einsparung der Energie, für die Überhitzung. Thermodynamisch ist die Erwärmung eines Gases weniger effektiv, als die Erwärmung einer Flüssigkeit, da der Wärmeübergangskoeffizient der Gasphase niedriger ist. Dies ist hauptsächlich durch den größeren Molekülabstand und der damit verbundenen, geringeren Wärmeleitfähigkeit begründet [vgl. VDI, 1984]. Durch Verwendung retrograder Fluide kann dieser schlechtere Wärmeübergang vermieden werden. Diese Vorteile der Kältemittel sind besonders ausgeprägt im Temperaturbereich bis ca. 250 °C [vgl. VDI, 1980].

Für das im Rahmen dieser Arbeit entstandene Modell eines ORC-Prozesses, ist parallel eine Bibliothek für mögliche Arbeitsmedien entstanden. Von besonderem Interesse ist vor allem das Nassdampfgebiet sowie die unmittelbar angrenzenden Bereiche der flüssigen und gasförmigen Phasen. Folgende, typische ORC-Arbeitsmedien sind in dieser Fluid-Bibliothek implementiert:

- R134a (1,1,1,2-Tetrafluorethan)
- R717 (Ammoniak)
- R744 (Kohlenstoffdioxid)

Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht der verwendeten Fluide, inklusive der Summenformel und der Daten des kritischen Punktes [Baehr u. Tillner-Roth, 1995].

Der GWP-Wert kennzeichnet den Beitrag zum atmosphärischen Treibhauseffekt eines Mediums. Dieser wird durch die Temperaturerhöhung, gemessen über eine einheitliche Zeitspanne (meist 100 Jahre), beim Ausstoß von 1 kg des betreffenden

Tabelle 3.1: Übersicht der untersuchten Medien sowie Wasser, mit Summenformel und Daten des kritischen Punktes

Fluid	chem. Formel	krit. Druck [MPa]	krit. Temp. [K]
R134a	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	4,056	374,18
R717	NH <sub>3</sub>	11,339	405,4
R744	CO <sub>2</sub>	4,517	386,41
R718	H <sub>2</sub> O	22,064	647,096

Stoffes, relativ zur Temperaturerhöhung, verursacht durch den Ausstoß von 1 kg CO<sub>2</sub>, angegeben. Kohlenstoffdioxid hat demnach einen GWP-Wert von 1. Ammoniak weist einen deutlich geringeren Wert von nahezu 0 auf. R134a, eines der am häufigsten eingesetzten Kältemittel, hat ein Treibhauspotential von ungefähr 1400 [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995].

Der ODP-Wert gibt das Ozon-Zerstörungs-Potential eines Mediums, relativ zum sehr aggressiven Kältemittel R11 (CFCl<sub>3</sub>), mit dem ODP-Wert von 1 an. Stoffe ohne Chloratome haben einen ODP-Wert von 0. In keinem der in dieser Arbeit betrachteten Fluide ist Chlor enthalten, weshalb alle Medien einen ODP-Wert von 0 haben [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995].

### 3.3 Systemgrenze der Modellierung des ORC

Die Wahl der Systemgrenze ist von entscheidender Bedeutung, insbesondere im Datenaustausch und dem simultanen Arbeiten in einer Simulationsumgebung. Durch die geschickte Wahl von Systemgrenzen können komplexe Probleme einfacher gelöst werden. Neben der Aufteilung von Verantwortung und Zuständigkeiten können so umfangreiche Systeme, als ein Zusammenschluss mehrerer Teilsysteme, modular und simultan bearbeitet werden. Der Erfolg bedingt allerdings die einheitliche Definition von Schnittstellen, damit der flexible Einsatz der einzelnen Module möglich ist.

Abbildung 3.9 zeigt die für diese Arbeit gewählte Systemgrenze der Gesamtanlage. Der ORC-Prozess stellt so ein in sich geschlossenes Modul dar. Die wichtigsten Schnittstellen sind die Kreisprozessparameter in Punkt (1) und (3). Für Punkt (1) reicht die Angabe der Kondensationstemperatur, in Punkt (3) wird die Frischdampf-temperatur erwartet. Ob hier auch der Frischdampfdruck mitangegeben wird, hängt von der Wahl des Moduls ab. So ist es möglich, dem Rechenmodell den Druck vorzugeben oder diesen vom Modell bestimmen zu lassen.

Auch müssen dem Modell apparatespezifische Kennwerte übergeben werden. Hierunter fallen die Grädigkeiten der Wärmeübertrager sowie die isentropen Wirkungsgrade der Turbine und Pumpe.

Damit das Modell Energie wandeln kann, muss ihm natürlich ein Wärmestrom zugeführt werden. Dafür sind spezielle Fluid-Schnittstellen für den warmen, eintretenden Wärmeenergiestrom und den abgekühlten, austretenden Stoffstrom, mit definierten Übergabewerten, vorgesehen.

Auch der Kondensator bietet die Möglichkeit des Anschlusses eines Wärmeträgermediums für die Wärmeabfuhr. Jedoch sind diese, im Gegensatz zum Verdampfer, nicht zwingend notwendig. Je nach Ziel der Simulation kann so entschieden werden, ob es ausreichend ist, die Berechnungen auf den abzuführenden Wärmestrom zu beschränken oder ob auch die thermische Zustandsänderung des Wärmeträgermediums berechnet werden und die Grädigkeit des Kondensators überprüft werden muss.

Neben den charakteristischen Wirkungsgraden der Anlage wird vor allem die erreichte Netto-Leistung des Moduls über die Systemgrenze hinweg übertragen.

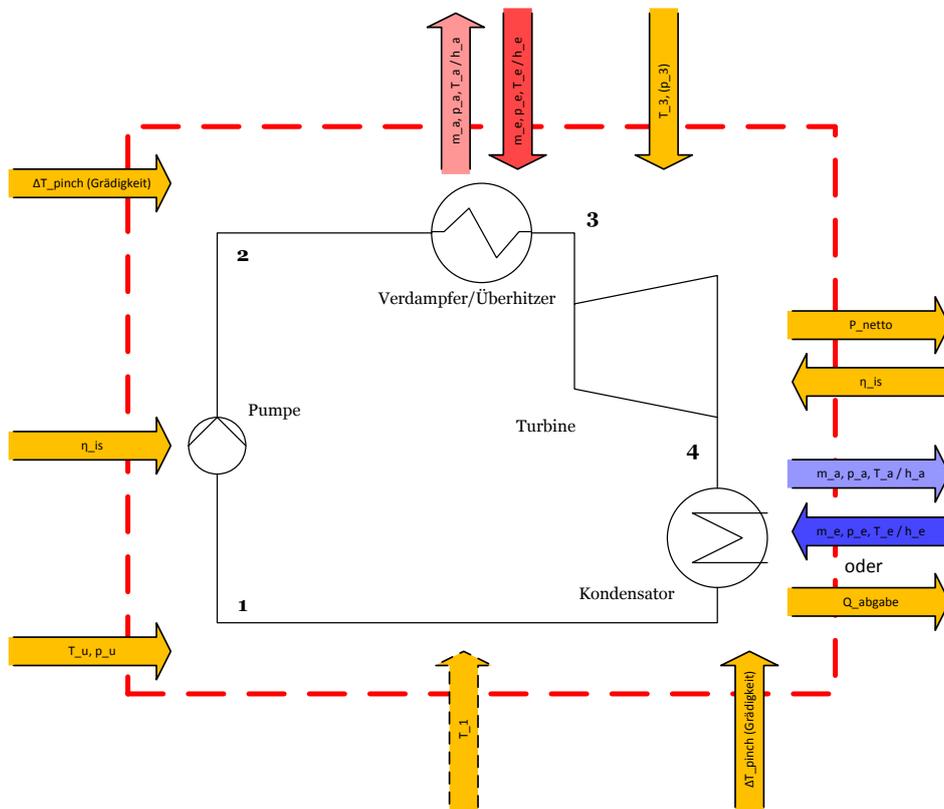


Abbildung 3.9: Systemgrenze des ORC-Moduls mit definierten Schnittstellen

## 4 Das physikalische Modell des ORC

Grundlagen des Simulationsmodells sind physikalische Gesetze und Grundlagen, welche für die Umsetzung in Modelica sinnvoll abstrahiert werden müssen. Ziel ist die Minimierung der benötigten Rechenzeit. Gleichzeitig werden durch die Abstraktion auch die betrachteten physikalischen Effekte auf die nötigen beschränkt. Zu beachten ist allerdings, dass durch die Vereinfachungen die zu betrachtenden Ergebnisse nicht verfälscht oder in einer Weise beeinflusst werden, welche die Aussagekraft und Vergleichbarkeit beeinträchtigen.

Dieses Modell eines ORC-Prozesses ist für ein breites Anwendungsgebiet ausgelegt. Die wichtigsten Punkte sind die aufzubringende und abzuführende Wärmeleistung sowie die technische Leistung der Turbine.

Alle Agregate werden als adiabat gegenüber der Umgebung angesehen. Wärmeverluste werden in diesem Modell nicht berücksichtigt. Reibungsverluste und damit verbundenen Druckabfälle, werden in der Turbine und der Pumpe durch isentrope Wirkungsgrade berücksichtigt. Zwischen diesen Agregaten werden alle Zustandsänderungen als isobar betrachtet.

### 4.1 Pumpe

Neben der Förderung des Arbeitsmediums komprimiert die Pumpe das Fluid von der Niederdruckseite auf den Verdampfendruck. Hierfür nimmt sie technische Leistung auf. Die Verluste der Pumpe werden durch die Angabe eines isentropen Wirkungsgrads bestimmt. Um die benötigte Leistung der Pumpe zu ermitteln, wird die Enthalpiedifferenz des Ein- und Austritts, unter Zuhilfenahme eines Stoffmodells, berechnet. Dazu wird zunächst der isentrope, verlustfreie Austrittszustand bestimmt. Für diesen gilt:

$$s_{is,a} = s_e \quad (4.1)$$

Bei bekanntem Betriebsdruck  $p_3$  ist dieser Zustand eindeutig definiert:

$$\{h_{is,a}, T_{is,a}, \rho_{is,a}\} = f(p_{HD} = p_3, s_{is,a}) \quad (4.2)$$

Über den isentropen Wirkungsgrad kann die tatsächliche, spezifische Enthalpie des Arbeitsmediums am Austritt berechnet werden [vgl. Pfeleiderer u. Petermann, 1991]:

$$h_a = \frac{h_{is,a} - h_e}{\eta_{PUM,is}} + h_e \quad (4.3)$$

Jetzt können die realen Zustandsgrößen am Austritt berechnet werden:

$$\{s_a, T_a, \rho_a\} = f(p_{HD} = p_3, h_a) \quad (4.4)$$

Die Leistungsaufnahme der Pumpe ergibt sich dann aus der spezifischen Enthalpiedifferenz des Ein- und Austritts sowie dem Massenstrom [vgl. Pfeleiderer u. Petermann, 1991]:

$$P_{PUM} = \dot{m}_{ORF} \cdot (h_a - h_e) \quad (4.5)$$

## 4.2 Verdampfer

Das für die Simulation wichtigste Ergebnis des Verdampfers ist der realisierbare Massenstrom des Arbeitsmediums. Unter Berücksichtigung des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik ermittelt dieses Modell, wie weit sich das Medium der Wärmequelle abkühlt und bestimmt den resultierenden Massenstrom des ORC-Fluides. Hierfür wird neben dem zu erreichenden Dampfparameter am Austritt auch die Grädigkeit des Wärmeübertragers benötigt.

Die Grädigkeit eines Wärmeübertragers gibt die minimale Temperaturdifferenz beider Stoffströme zueinander an. Die Lage dieses Punktes wird *Pinch-Point* genannt. Sie ist elementar für die Berechnung der Energiebilanz eines Wärmeübertragers. Damit die Gesetze der Thermodynamik nicht verletzt werden, kann ein Wärmeübertrager eine minimale Grädigkeit von Null Kelvin aufweisen. Dies ist allerdings ein theoretischer Fall, denn die Umsetzung würde eine unendlich große, wärmeübertragende Austauschfläche voraussetzen, da die Triebkraft der Wärmeübertragung, die Temperaturdifferenz, asymptotisch gegen Null strebt.

Wie alle Wärmeübertrager dieser ORC-Simulationsumgebung, ist auch der Verdampfer im Gegenstromprinzip ausgelegt. Abhängig vom gewählten Arbeitsdruck variiert daher die Lage des *Pinch-Point*. Da in diesem Modell nur reine Fluide eingesetzt werden und die Reibungsfreiheit der Bauteile angenommen ist, verdampft das Fluid, bei unterkritischen Drücken isobar, isotherm. Die Lage des *Pinch-Point* ist so immer am Punkt der siedenden Flüssigkeit, vorausgesetzt im betrachteten Temperaturintervall ist die spezifische Wärmekapazität in einer Phase konstant.

Bei Drücken oberhalb des kritischen Punktes kann kein definierter Phasenwechsel mehr beobachtet werden. Diese überkritische Verdampfung verläuft zwar nach wie vor isobar, jedoch steigt die Temperatur des Arbeitsmediums stetig. Die Lage des *Pinch-Point* ist daher nicht mehr trivial zu ermitteln. Für diesen Fall muss in jedem Punkt die tatsächliche Temperaturdifferenz, mit Hilfe eines Stoffmodells ermittelt werden, um sicher stellen zu können, dass die Grädigkeit des Wärmeübertragers nicht unterschritten wird.

In den Abbildungen 4.1 und 4.2 ist jeweils der Temperaturverlauf beider Stoffströme im Verdampfer über den übertragenen Wärmestrom dargestellt. Zusätzlich ist die lokale Temperaturdifferenz beider Stoffströme zueinander aufgetragen. In

blau ist jeweils das Wärmeträgermedium der Quelle, in rot das Arbeitsmedium dargestellt. Das Wärmeträgermedium strömt dabei von rechts nach links, also von einem hohen, zu einem niedrigeren Enthalpiestrom. Der Verlust an Enthalpie dieses Stoffstromes ist die übertragene Wärme. Das rot dargestellte Arbeitsmedium nimmt diese Wärme auf. Der Enthalpiestrom erhöht sich daher in Strömungsrichtung des Mediums. Es strömt in dem Diagramm von links nach rechts. In grün ist die lokale

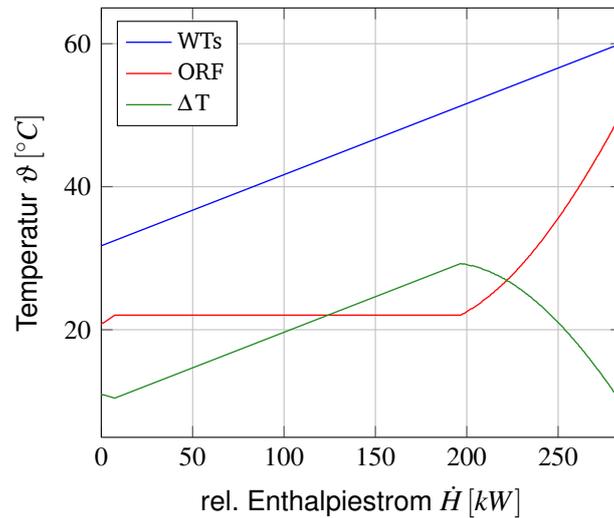


Abbildung 4.1: Unterkritischer Temperaturverlauf im Verdampfer

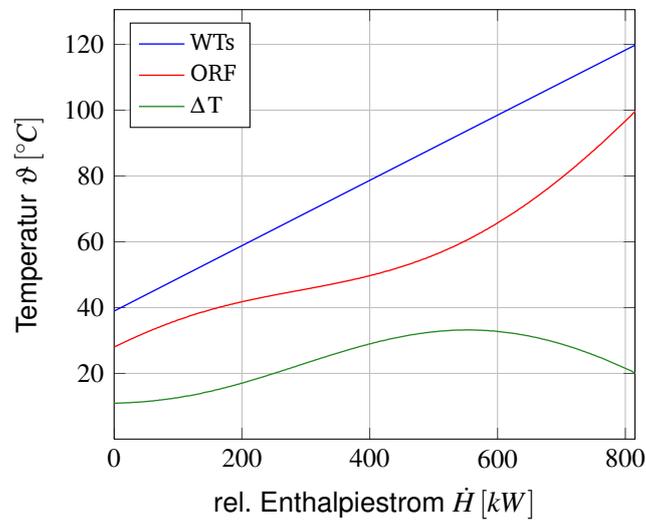


Abbildung 4.2: Überkritischer Temperaturverlauf im Verdampfer

Temperaturdifferenz dargestellt, welche die Grädigkeit nicht unterschreiten darf.

Deutlich zu erkennen ist, dass der Temperaturverlauf und damit auch der Verlauf der lokalen Temperaturdifferenz, bei überkritischen Prozessen, stetig differenzierbar ist. Weiterhin ist zu erkennen, dass bei steigendem Druck, oberhalb des kritischen Druckes, sich der Temperaturverlauf einem geraden Verlauf annähert. Bei sehr hohen Drücken kann daher eine konstante, spezifische Wärmekapazität angenommen werden. Das Wärmeträgermedium, in diesem Fall Luft, bei Umgebungsbedingungen, weist bereits eine nahezu konstante Wärmekapazität auf. Bei gleichem Verhalten der spezifischen Wärmekapazitäten, beider Stoffströme, würde die sensible Wärme am effektivsten übertragen werden können. In diesem Fall wäre die lokale Temperaturdifferenz konstant und der spezifische Wärmestrom des Verdampfers wäre an jeder Stelle gleich hoch, vorausgesetzt geeignete Massenströme sind gegeben. Da die Arbeitsmedien in ORC-Prozessen im Allgemeinen relativ niedrige Verdampfungsdrucke aufweisen, sind überkritische Verdampfungsprozesse für diese Kreisprozesse von besonderem Interesse.

Die Energiebilanz des Verdampfers lässt sich durch die Anwendung des 1. Hauptsatzes in allgemeiner Form beschreiben. Dazu wird der gesamte Wärmestrom in die Bereiche links und rechts vom *Pinch-Point* aufgeteilt.

$$|\dot{Q}_I| = \dot{m}_{WTq} \cdot (h_{WTq, pinch} - h_{WTq, e}) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_{ORF} \cdot (h_{ORF, a} - h_{ORF, pinch}) \quad (4.7)$$

$$|\dot{Q}_{II}| = \dot{m}_{WTq} \cdot (h_{WTq, a} - h_{WT, pinch}) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_{ORF} \cdot (h_{ORF, pinch} - h_{ORF, e}) \quad (4.9)$$

$$h_{WTq, pinch} = f(T_{WTq, pinch}, p_{WTq, pinch}) \quad (4.10)$$

$$h_{ORF, pinch} = f(T_{ORF, pinch}, p_{ORF, pinch}) \quad (4.11)$$

$$T_{WTq, pinch} = T_{ORF, pinch} + \Delta T_{pinch} \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_{Wärmezufuhr} = \dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} \quad (4.13)$$

Für unterkritische Prozesse ist die Lage des *Pinch-Point* bekannt und das Gleichungssystem vereinfacht sich. Wegen des zwar stetigen aber nicht differenzierbaren Temperaturverlaufs des Arbeitsmediums an Tau- und Siedelinie, ist der übertragene Wärmestrom in drei Bereiche aufgeteilt: Erwärmung der flüssigen Phase, bis zur Siedelinie (I); Phasenwechsel durch Verdampfung (II); Überhitzung des gesättigten Gases auf die gewünschte Temperatur (III). Da der *Pinch-Point* auf der Siedelinie liegt, ist keine weitere Teilung nötig. Daraus ergibt sich folgendes Gleichungssystem

für die unterkritische Verdampfung:

$$|\dot{Q}_I| = \dot{m}_{\text{WTq}} \cdot (h_{\text{WTq},a} - h_{\text{WTq},\text{pinch}}) \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h'_{\text{ORF}} - h_{\text{ORF},e}) \quad (4.15)$$

$$|\dot{Q}_{II}| = \dot{m}_{\text{WTq}} \cdot (h_{\text{WTq},\text{pinch}} - h_{\text{WTq},\text{tl}}) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h''_{\text{ORF}} - h'_{\text{ORF}}) \quad (4.17)$$

$$|\dot{Q}_{III}| = \dot{m}_{\text{WTq}} \cdot (h_{\text{WTq},\text{tl}} - h_{\text{WTq},e}) \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{III} = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h_{\text{ORF},a} - h''_{\text{ORF}}) \quad (4.19)$$

$$h_{\text{WTq},\text{pinch}} = f(T_{\text{WTq},\text{pinch}}, p_{\text{WTq},\text{pinch}}) \quad (4.20)$$

$$h'_{\text{ORF}} = f(T_{\text{ORF},\text{sat}}) \quad (4.21)$$

$$h''_{\text{ORF}} = f(T_{\text{ORF},\text{sat}}) \quad (4.22)$$

$$T_{\text{WTq},\text{pinch}} = T_{\text{ORF},\text{sat}} + \Delta T_{\text{pinch}} \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{Wärmezufuhr}} = \dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} + \dot{Q}_{III} \quad (4.24)$$

### 4.3 Turbine

Die Turbine wandelt die Druckänderungsarbeit des sich entspannenden Gases, in mechanische Nutzarbeit. Die Berechnung erfolgt analog zur Pumpe:

$$s_{\text{is},a} = s_e \quad (4.25)$$

$$\{h_{\text{is},a}, T_{\text{is},a}, \rho_{\text{is},a}\} = f(p_{\text{HD}}, s_{\text{is},a}) \quad (4.26)$$

$$h_a = h_e - \frac{h_e - h_{\text{is},a}}{\eta_{\text{is},\text{TUR}}} \quad (4.27)$$

$$\{s_a, T_a, \rho_a\} = f(p_{\text{HD}}, h_a) \quad (4.28)$$

$$P_{\text{TUR}} = \dot{m} \cdot (h_a - h_e) \quad (4.29)$$

Die Turbinenleistung nimmt stets einen negativen Wert an. Der Grenzwert liegt bei 0. Dieses gibt die Richtung der Leistung an, mit der sie die Systemgrenze passiert. Aus dem System abgeführte Energie, hat ein negatives Vorzeichen, zugeführte Energie ist positiv.

### 4.4 Kondensator

Die Turbine kann maximal den exergetischen Teil der zugeführten Wärmeenergie in Nutzarbeit wandeln. Nach der Entspannung verbleibt ein Teil der Wärme im System. Um einen stationären Zustand erreichen zu können, muss der Kreisprozess geschlossen werden. Bevor das Arbeitsmedium also erneut auf den Verdampfungsdruck gebracht wird, muss das noch gasförmige Fluid kondensiert werden. Im Kondensator

wird die Kondensationswärme, zuzüglich des sensiblen Wärmestromes der überhitzten Gasphase, dem Fluid entzogen. Je nach Temperaturniveau kann diese Wärme anschließend weiter genutzt werden oder aber der Umwelt zugeführt werden. Eine Unterkühlung des Fluids ist thermodynamisch nicht sinnvoll, da diese zusätzliche Last sowohl dem Verdampfer zugeführt als auch am Kondensator wieder abgeführt werden muss, ohne einen Beitrag zur Energiewandlung leisten zu können. Der Kondensator dieses Modells simuliert daher immer eine Kondensation bis zur Siedelinie.

Anders als beim Verdampfer sind für den Kondensator nur unterkritische Prozesse zulässig. So kann die Temperatur der Wärmeabgabe auf niedrigem Niveau gehalten werden, was sich positiv auf den Gesamtwirkungsgrad der Anlage auswirkt.

Ähnlich wie beim Verdampfer ist bei einem unterkritischen Prozess die Lage des *Pinch-Point* bereits definiert. Wie auch der Verdampfer, ist dieser Wärmeübertrager nach dem Gegenstromprinzip ausgelegt. Da das Arbeitsmedium immer bis auf die Siedelinie kondensiert wird, liegt der *Pinch-Point* am Übergang in das Nassdampfgebiet. Wie beim Verdampfer auch, setzt diese Überlegung eine, im gewählten Temperaturbereich konstante, spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgermediums voraus. Analog zum Verdampfer ist der abgeführte Wärmestrom für die Berechnung dreigeteilt, wobei der Anteil der sensiblen Wärme der Flüssigkeit verschwindet, da die Flüssigkeit nicht unterkühlt wird.

$$\dot{Q}_I = \dot{m}_{\text{WTS}} \cdot (h_{\text{WTS},a} - h_{\text{WTS},\text{pinch}}) \quad (4.30)$$

$$|\dot{Q}_I| = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h_{\text{ORF},a} - h''_{\text{ORF}}) \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{II} = \dot{m}_{\text{WTS}} \cdot (h_{\text{WTS},\text{pinch}} - h_{\text{WTS},e}) \quad (4.32)$$

$$|\dot{Q}_{II}| = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h''_{\text{ORF}} - h_{\text{ORF},e}) \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{III} = 0 \quad (4.34)$$

$$h_{\text{ORF},a} = h'_{\text{ORF}} \quad (4.35)$$

$$h'_{\text{ORF}} = f(T_{\text{ORF},\text{sat}}) \quad (4.36)$$

$$h''_{\text{ORF}} = f(T_{\text{ORF},\text{sat}}) \quad (4.37)$$

$$T_{\text{WTS},\text{pinch}} = T_{\text{ORF},\text{sat}} - \Delta T_{\text{pinch}} \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{\text{Wärmeabfuhr}} = \dot{Q}_I + \dot{Q}_{II} + \dot{Q}_{III} \quad (4.39)$$

Der Austrittszustand des Arbeitsmediums am Kondensator, ist gleich dem Eintrittszustand der Pumpe. Der Kreisprozess ist geschlossen.

## 4.5 Rekuperator

Der Rekuperator ist ein nicht zwingend erforderliches Bauteil der ORC-Anlage. Allerdings kann dieser den thermischen Wirkungsgrad der Gesamtanlage deutlich steigern. Die Effektivität dieses Apparates hängt von der relativen Überhitzung,

des entspannten Gases, nach der Turbine ab. Wie bereits erwähnt, nimmt, bei retrograden Fluiden, die relative Überhitzung mit der Druckabnahme zu.

Neben der Wahl des Arbeitsmediums beeinflusst auch der isentrope Wirkungsgrad der Turbine, die Effektivität des Rekuperators.

Der Rekuperator entzieht dem Gas, auf dem niedrigen Druckniveau sensible Wärme, um sie der flüssigen Phase unmittelbar nach der Kompression zuzuführen. Idealerweise kühlt sich das Gas bis auf die Temperatur nach der Pumpe ab. Diese ist im Allgemeinen größer, als die Kondensationstemperatur, da die Pumpe einen Temperaturanstieg des Mediums verursacht.

Der Rekuperator ist ein Wärmeübertrager, der in dem Simulationsmodell im Gegenstromprinzip ausgelegt ist.

Die Lage des *Pinch-Point* ist auch in diesem Apparat eindeutig bestimmbar. Typischerweise ist die spezifische Wärmekapazität der flüssigen Phase eines Mediums deutlich größer, als die der Gasphase. Dieser Wärmeübertrager ist, genau wie der Verdampfer und Kondensator auch, im Gegenstromprinzip ausgelegt. Da die Massenströme beider Stoffströme gleich sind, ist die Lage des *Pinch-Point* bekannt. Die minimale Temperaturdifferenz liegt am gasseitigen Austritt bzw. am flüssigseitigen Eintritt.

Unter der Annahme die Turbinen- und Pumpenleistungen bleiben konstant, wird durch den Rekuperator, der benötigte Wärmestrom der Quelle, als auch der abzuführende Wärmestrom am Kondensator, verringert. Gleichzeitig steigt die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr und die mittlere Temperatur der Wärmeabgabe sinkt. Die Folge ist ein Anstieg des Wirkungsgrades der Anlage.

Der 1. Hauptsatz für den Rekuperator ergibt das benötigte Gleichungssystem:

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h_{\text{ORF, flüssig, a}} - h_{\text{ORF, flüssig, e}}) \quad (4.40)$$

$$|\dot{Q}_{\text{WRG}}| = \dot{m}_{\text{ORF}} \cdot (h_{\text{ORF, gas, a}} - h_{\text{ORF, gas, e}}) \quad (4.41)$$

$$T_{\text{ORF, gas, a}} = T_{\text{ORF, flüssig, e}} + \Delta T_{\text{pinch}} \quad (4.42)$$

## 4.6 Hilfs- und Analysemodelle

Um das Modell des ORC-Prozesses untersuchen und bewerten zu können, sind in der Bibliothek einige Modelle zur Analyse bereitgestellt. Neben den Tools für die Auswertung, sind hier auch Modelle von Adaptern und Regeleinheiten in Paketen zusammengefasst. Diese ermöglichen zum einen die Übersetzung von Fließkommazahlen, als Eingangsparameter auf die unterschiedlichen Fluidports oder dienen zum anderen als einfache Einheitenumrechner. Zum Beispiel von der umgänglichen Temperatureinheit [°C], auf die SI Einheit [K]. Das Regel-Modell bestimmt den Frischdampfdruck anhand des Kondensationsniveaus. So wird der Vorgabewert für den Frischdampfparameter nicht benötigt.

### 4.6.1 Wirkungsgrade

Die Wirkungsgrade eines Systems sind die wichtigsten Größen, um die Effektivität vergleichbar bewerten zu können. Neben dem thermischen Wirkungsgrad wird der Carnot-Wirkungsgrad, der Gesamtanlage sowie der Grad der thermischen Ausnutzung bestimmt. Zusätzlich werden die Exergie- und Anergieröme der Zustandsänderungen berechnet sowie durch die daraus resultierenden exergetischen Wirkungsgrade.

**Thermischer Wirkungsgrad** Der thermische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ist als Quotient aus nutzbarer Leistung und zugeführter Wärmeleistung definiert [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|w_{\text{N}}|}{q_{\text{zu}}} \quad (4.43)$$

Für das ORC-Modell ist die Nutzarbeit die Summe aus Turbinenleistung und Pumpenleistung, wobei diese jeweils umgekehrte Vorzeichen haben. Der zugeführte Wärmestrom ergibt sich aus der Leistung des Verdampfers. Der thermische Wirkungsgrad des ORC-Prozesses ergibt sich damit zu:

$$\eta_{\text{th,ORF}} = \frac{|P_{\text{TUR}}| - P_{\text{PUM}}}{\dot{Q}_{\text{VDM}}} = \frac{|w_{\text{TUR}}| - w_{\text{PUM}}}{q_{\text{VDM}}} \quad (4.44)$$

**Isentroper Wirkungsgrad** Der isentrope Wirkungsgrad der Anlage berechnet sich analog zum thermischen Wirkungsgrad. Jedoch müssen hierfür die isentropen Zustandsänderungen, am Austritt der Turbine und der Pumpe, für die Berechnung angesetzt werden. Er ist daher identisch mit dem thermischen Wirkungsgrad, wenn die Pumpe und die Turbine als ideal, also mit einem isentropen Wirkungsgrad von 1, angenommen werden. Der isentrope Wirkungsgrad ist daher stets größer, als der thermische [vgl. Pfeleiderer u. Petermann, 1991].

$$\eta_{\text{is,ORF}} = \frac{|P_{\text{TUR, is}}| - P_{\text{PUM, is}}}{\dot{Q}_{\text{VDM}}} = \frac{|w_{\text{TUR, is}}| - w_{\text{PUM, is}}}{q_{\text{VDM}}} \quad (4.45)$$

**Carnot-Wirkungsgrad** Wie in Kapitel 3 bereits erläutert, beschreibt der Carnot-Wirkungsgrad das theoretisch, erreichbare Ideal einer Wärmekraftmaschine. Dieser Wirkungsgrad ist allein durch die Temperaturen der Wärmezufuhr und -abfuhr definiert und damit stoffunabhängig. Der Quotient aus thermischem Wirkungsgrad und Carnot-Wirkungsgrad ergibt den Grad der thermodynamischen Potentialnutzung. Bei einem Quotienten von 1 wird das zwischen den Temperaturen bestehende, maximale Potential voll ausgenutzt. Die Wärmekraftmaschine wandelt dann den

kompletten, exergetischen Anteil, der am Verdampfer zugeführten Wärme, in Nutzarbeit.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \quad (4.46)$$

$$0 \leq \frac{\eta_{\text{th}}}{\eta_C} \leq 1 \quad (4.47)$$

#### 4.6.2 Exergie und Anergie

Energie hat viele Formen. Für die Betrachtungen in dieser Arbeit ist neben der mechanischen und elektrischen Leistung, vor allem die Wärmeenergie von besonderem Interesse. Dabei muss zwischen den Energieformen unterschieden werden, da ihr jeweiliges Nutzungspotential nicht immer gleich ist. Elektrische Energie ist zum Beispiel eine der hochwertigsten Energieformen. Sie ist vollständig in jede andere Energieform wandelbar.

Wärmeenergie ist nur bedingt wandelbar. Der Grund hierfür liegt im Temperaturniveau, bei dem der Energiestrom zur Verfügung steht. So kann Wärme stets nur von einer höheren Temperatur, auf eine niedrigere übertragen werden. Die Wärmeenergie ist daher nur begrenzt in andere Energieformen zu transformieren. Um diese Zusammenhänge zu veranschaulichen wird ein Energiestrom in nutzbare und nicht nutzbare Energie geteilt. Der technisch, wandelbare Teil eines Energiestromes heißt Exergie, der nicht nutzbare Teil heißt Anergie. Elektrische Energie zum Beispiel besteht zu 100 % aus Exergie.

Für die Aufteilung in Exergie und Anergie ist zunächst ein Referenzzustand festzulegen. Dieser Zustand wird meist mit den Zustandsgrößen der Umgebung angeglichen, da diese das theoretisch, nutzbare Potential darstellen. Ein Wärmeenergiestrom, auf einem bestimmten Temperaturniveau, kann demnach bis zur Temperatur der Umgebung oder Umwelt abgekühlt werden. Die so freigesetzte Energie kann dann genutzt und in andere Formen der Energie gewandelt werden. Allerdings ist der Energiegehalt des Wärmestroms bei Umgebungstemperatur noch nicht komplett aufgebraucht. Würde man den noch verbleibenden Anteil der Energie, durch weiteres Abkühlen, auf eine Temperatur unterhalb der Umgebungstemperatur nutzen, muss zunächst eine Senke der Wärme auf diesem Temperaturniveau bereitgestellt werden. Hierzu wird allerdings wieder Energie benötigt. Exergie und Anergie sind daher stets Energiedifferenzen zwischen dem tatsächlichen Zustand und dem Referenzzustand des Fluids.

Da die Exergie den nutzbaren und die Anergie den technisch nicht nutzbaren Anteil eines Energiestromes beschreiben, ist deren Summe stets gleich der gesamten Energiemenge. Für den gesamten Kreisprozess ergibt sich somit die Summe aller Exergien und Anergien zu 0 [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009].

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie} = \sum \dot{E}_u + \sum \dot{B}_u = 0 \quad (4.48)$$

**Exergie** Die Exergie in Punkt 1 ergibt sich als Differenz zwischen Punkt 1 und dem Umgebungszustand. Die Berechnung der Exergie in den anderen Punkten erfolgt analog. Die Änderung der potentiellen und kinetischen Energie wird dabei vernachlässigt [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\dot{E}_{u1} = \dot{m}_{ORF} * e_{u1} \quad (4.49)$$

$$e_{u1} = h_1 - h_u - T_u \cdot (s_1 - s_u) \quad (4.50)$$

**Anergie** Die Anergie in Punkt 1 berechnet sich nach [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\dot{B}_{u1} = \dot{m}_{ORF} * b_{u1} \quad (4.51)$$

$$b_{u1} = h_u + T_u \cdot (s_1 - s_u) \quad (4.52)$$

**Exergieverlust** Eine weitere Größe, die der Bewertung der exergetischen Effektivität dient, ist der Exergieverlust. Er gibt an, wieviel Exergie zwischen zwei Zuständen verloren wurde. Der Exergieverlust kann nur 0 oder größer sein [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009].

$$e_{v12} = T_u \Delta s_{irr12} \quad (4.53)$$

Mit der Bedingung eines adiabaten Systems ergibt sich die Entropiedifferenz zu [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$s_2 - s_1 = \Delta s_{irr} s_{irr} \quad (4.54)$$

Daraus ergibt sich der Exergieverlust zwischen den Punkten 1 und 2 zu [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$e_{v12} = T_u (s_2 - s_1) = b_{u2} - b_{u1} \quad (4.55)$$

**Exergie der Wärme** Der Anteil Exergie eines Wärmeenergiestromes ergibt sich aus [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$e_{q12} = q_{12} - T_u \Delta s_Q = e_2 - e_1 - w_{t12} \quad (4.56)$$

**Exergetischer Wirkungsgrad** Der exergetische Wirkungsgrad setzt den abgeführten Exergiestrom einer Zustandsänderung ins Verhältnis zum zugeführten Exergiestrom.

Im Falle der Strömungsmaschinen entspricht die zugeführte Exergie die der Zustandsänderung abzüglich des Exergieverlustes, während die zugeführte Exergie der Zustandsänderung entspricht. Für Turbine und Pumpe ergeben sich daher folgende exergetischen Wirkungsgrade [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\xi_{PUM} = \frac{e_{u12} - e_{v12}}{e_{u12}} \quad (4.57)$$

$$\xi_{TUR} = \frac{e_{u34} - e_{v34}}{e_{u34}} \quad (4.58)$$

Für Wärmeübertrager wird anstatt der Exergie der Zustandsänderung die Exergie des Wärmestroms verwendet. Für den Kondensator und den Verdampfer ergibt sich daher folgende Beziehung [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$\xi_{\text{VDM}} = \frac{e_{q23} - e_{v23}}{e_{q23}} \quad (4.59)$$

$$\xi_{\text{KON}} = \frac{e_{q41} - e_{v41}}{e_{q41}} \quad (4.60)$$

### 4.6.3 Frischdampfregelung

Die Temperatur und der Druck am Verdampferaustritt sind nicht abhängig voneinander, wie es beim Kondensator der Fall ist. Lediglich die Beschränkung, dass der durch das Wertepaar gegebene Zustand im Gasgebiet liegt, muss erfüllt sein. Das Modell der Frischdampfdruckregelung benötigt die Temperaturen am Kondensator- und Verdampferaustritt, als Eingangsparameter. Rückgabewert ist der Frischdampfdruck.

Die Grundlage der Dampfdruckregelung ist, dass Nassdampfzustände sowohl während als auch nach der Entspannung in der Turbine nicht auftreten dürfen. Beim Kondensationsdruck, beginnend auf der Taulinie, werden die Werte der Tauentropien bis zur gewünschten Frischdampftemperatur oder bis zur kritischen Temperatur ausgelesen. Der in diesem Intervall auftretende maximale Wert für die Entropie wird als Bezugsgröße gewählt. Anschließend wird der Druck gesucht, bei dem die gewünschte Verdampferaustrittstemperatur, die Bezugsentropie nicht unterschreitet. Unabhängig vom angewandten, isentropen Wirkungsgrad der Turbine kann so sichergestellt werden, dass Zustände im Nassdampfgebiet nicht auftreten. Bei feuchten Medien ist die Bezugsentropie immer gleich der Tauentropie, bei dem gewählten Kondensationsdruck. Bei retrograden Fluiden ist die Lage der Bezugsgröße abhängig von der Frischdampftemperatur.

$$p_{\text{HD}} = p_3 = f(T_3, s_{\text{Bezug}}) \quad (4.61)$$

$$s_{\text{Bezug}} = \max \{s''(T) \mid T_1 \leq T \leq T_3\} \quad (4.62)$$

## 4.7 Das Fluid-Modell

Um die Leistungsabgabe aus dem ORC-Prozess bzw. die Wandlung der Wärmeenergie in elektrische Energie korrekt berechnen zu können, müssen alle Zustandsgrößen in jedem Punkt des Kreisprozesses bestimmt werden. Hierfür ist ein leistungsstarkes Modell des jeweiligen Arbeitsmediums zwingend erforderlich. Um dieses Modell in der Simulation erfolgreich einsetzen zu können, muss neben einer hohen Genauigkeit der Werte auch die Berechnungsdauer gering gehalten werden. Es

gilt daher einen gelungenen Kompromiss aus beiden Faktoren zu finden, um mit möglichst geringem Zeitaufwand aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten.

Modelica ist bereits mit der *Modelica Standard Library* ausgestattet. Diese bietet bereits ein *Media Package*, um die Zustände diverser Fluide abbilden zu können. Allerdings ist dieses Paket nur bedingt für die Berechnung von ORC-Prozessen geeignet. Stoffe die hier zum Einsatz kommen, werden von dem *Media Package* nur als ideales Gas abgebildet, was den nötigen Phasenwechsel ausschließt. Die Stoffmodelle der *Standard Library* kommen in dem ORC-Modell daher nur als Wärmeträgermedium zum Einsatz.

Aus diesem Grund beinhaltet die ORC-Bibliothek, neben den Modellen des Kreisprozesses, ebenfalls Stoffmodelle für Arbeitsmedien. Dabei bilden die vorhandenen Stoffmodelle eine Basis, auf die weitere Medien adaptiert werden können. Die Modelle basieren auf unterschiedlichen Ansätzen und Gleichungen, weshalb sie sich hinsichtlich ihrer Genauigkeit und ihrer Berechnungsgeschwindigkeit unterscheiden. Je nach Einsatzart und -gebiet kann der optimale Kompromiss aus Qualität und Geschwindigkeit gewählt werden. In der Bibliothek enthaltene Fluide sind:

- R717 (Ammoniak;  $\text{NH}_3$ )
- R134a (1,1,1,2-Tetrafluorethan;  $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ )
- R744 (Kohlenstoffdioxid;  $\text{CO}_2$ )

Die Modelle der Arbeitsmedien lassen sich in drei Kategorien unterteilen. Eine dieser Gruppen basiert auf Virialgleichungen. Diese sind Reihenentwicklungen allgemeiner Gasgleichungen. Es sind daher Näherungsgleichungen, welche die realen Werte mit einer gewissen Abweichung abbilden. Der Vorteil dieser Gleichungen ist die deutlich kürzere Berechnungszeit, im Vergleich zu Fundamentalgleichungen. Allerdings ist das Berechnungsgebiet durch die getroffenen Vereinfachungen eingeschränkt. Um sie dennoch für das ORC-Modell nutzbar machen zu können, muss das Berechnungsgebiet durch andere Ansätze erweitert werden. Um die kürzeren Rechenzeiten der Virialgleichungen nicht negativ zu beeinflussen, ist in diesem Fall eine lineare Interpolation zwischen dokumentierten Tabellenwerten, als weitere Stoffmodellgruppe, vorgenommen worden. Hierfür werden die Tabellen des VDI Wärmeatlas verwendet [vgl. VDI u. a., 2006].

Die hier verwendeten Virialgleichungen stammen von H. D. Baehr und R. Tillner-Roth und decken das Nassdampfgebiet bis zu einem Grenzdruck unterhalb des kritischen sowie einem Teil des Gasgebietes ab. Das Gebiet der flüssigen Phase wird nur unter der Annahme eines inkompressiblen Fluides erschlossen. Grundsätzlich ist bei der Ermittlung dieser Gleichungen besonderer Wert auf das Nassdampfgebiet sowie auf den engeren Bereich um dieses herum gelegt worden. Sie sollen so den für die Kältetechnik besonders interessanten Bereich erschließen [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995].

Die dritte Gruppe der implementierten Stoffmodelle basiert auf der Berechnung von Zustandsgrößen, durch Fundamentalgleichungen. Im Allgemeinen sind diese nichtlineare, partielle Differentialgleichungen höherer Ordnung. Die exakte Struktur ist stoffabhängig und kann sich gegebenenfalls auch vereinfachen. Diese Gleichungen bieten eine extrem hohe Genauigkeit in einem sehr weiten Berechnungsbereich. Allerdings ist die Berechnungszeit auch deutlich größer, als bei den Virialgleichungen. Im Gegensatz zu den Virialgleichungen, bei denen die einzelnen Formeln jeweils nur für einen Aggregatzustand Gültigkeit besitzen, existiert bei den Fundamentalgleichungen für eine Zustandsgröße nur eine Gleichung, welche für das gesamte Berechnungsgebiet gültig ist.

#### 4.7.1 Virialgleichungen

Die hier verwendeten Gleichungen, für die Berechnung von Zustandsgrößen ausgewählter Fluide, stammen aus dem Buch *Thermodynamische Eigenschaften umweltverträglicher Kältemittel* von H. D. Baehr und R. Tillner-Roth [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]. Für die Übertragbarkeit auf mehrere Fluide sind die Gleichungen dimensionslos angegeben. Die Variablen sind hierfür auf die stoffspezifischen Daten am kritischen Punkt normiert [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995].

$$\tau := \frac{T_c}{T} \quad (4.63)$$

$$\delta := \frac{\rho}{\rho_c} \quad (4.64)$$

$$\theta := 1 - \frac{T}{T_c} = \frac{\tau - 1}{\tau} \quad (4.65)$$

Im Folgenden werden die Gleichungen der Zustandsgrößen, des jeweiligen Aggregatzustands am Beispiel von R134a aufgezeigt. Zusätzlich ist der Gültigkeitsbereich zu den Gleichungen mit angegeben. Analog zu diesen Gleichungen sind auch die Stoffmodelle anderer Medien mit Virialgleichungen aufgebaut. Der Unterschied liegt in den Koeffizienten und Exponenten.

**Gasgebiet** Für das Gasgebiet stehen Gleichungen für den Druck, die Enthalpie sowie die Entropie, in Abhängigkeit von der Temperatur und der Dichte, zur Verfügung. Zusätzlich ist eine weitere Gleichung für die spezifische, isobare Wärmekapazität in Abhängigkeit von der Temperatur angegeben [vgl. Baehr u.

Tillner-Roth, 1995]:

$$\begin{aligned} \frac{p(\tau, \delta)}{\rho RT} = & 1 + \delta \left( b_1 \tau^{-1/2} + b_2 \tau^{7/4} + b_3 \tau^4 + b_4 \tau^{12} \right) \\ & + 2\delta^2 \left( c_1 \tau^{-1/4} + c_2 \tau^{5/2} \right) + 3\delta^3 \left( d_1 \tau^{7/2} + d_2 \tau^{12} + d_3 \tau^{20} \right) \end{aligned} \quad (4.66)$$

$$\begin{aligned} \frac{h(\tau, \delta)}{RT} = & a_1^* \tau + m_1 + \frac{2}{3} m_2 \tau^{-1/2} + \frac{4}{7} m_3 \tau^{-3/4} \\ & + \delta \left( \frac{1}{2} b_1 \tau^{-1/2} + \frac{11}{4} b_2 \tau^{7/4} + 5b_3 \tau^4 + 13b_4 \tau^{12} \right) \\ & + \delta^2 \left( \frac{7}{4} c_1 \tau^{-1/4} + \frac{9}{2} c_2 \tau^{5/2} \right) \\ & + 3\delta^3 \left( \frac{13}{2} d_1 \tau^{7/2} + 15d_2 \tau^{12} + 23d_3 \tau^{20} \right) \end{aligned} \quad (4.67)$$

$$\begin{aligned} \frac{s(\tau, \delta)}{R} = & a_0^* + (m_1 - 1)(1 - \ln \tau) - \ln \delta + 2m_2 \tau^{-1/2} + \frac{4}{3} m_3 \tau^{-3/4} \\ & + \delta \left( -\frac{3}{2} b_1 \tau^{-1/2} + \frac{3}{4} b_2 \tau^{7/4} + 3b_3 \tau^4 + 11b_4 \tau^{12} \right) \\ & + \delta^2 \left( -\frac{5}{2} c_1 \tau^{-1/4} + \frac{3}{2} c_2 \tau^{5/2} \right) \\ & + 3\delta^3 \left( \frac{5}{2} d_1 \tau^{7/2} + 11d_2 \tau^{12} + 19d_3 \tau^{20} \right) \end{aligned} \quad (4.68)$$

$$c_p^o = m_1 + m_2 \tau^{-1/2} + m_3 \tau^{-3/4} \quad (4.69)$$

Diese Gleichungen gelten für das Gasgebiet im Bereich von [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

- $195 \text{ K} \leq T \leq 455 \text{ K}$
- $p \leq p_s(T) < 3,5 \text{ MPa}$

**Sättigungsgebiet** Das Sättigungsgebiet wird durch drei Gleichungen beschrieben. Der Sättigungsdruck wird bestimmt durch [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

$$\ln \frac{p_s(\theta)}{p_0} = \frac{1}{1 - \theta} \left( a_1 \theta + a_2 \theta^{3/2} + a_3 \theta^2 + a_4 \theta^4 \right) \quad (4.70)$$

Die Gleichung des Sättigungsdruckes gilt im folgenden Temperaturbereich [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

- $169,85 \text{ K} \leq T \leq 374,18 \text{ K}$

Die Dichte und die Enthalpie auf der Siedelinie berechnen sich nach [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

$$\frac{\rho'(\theta)}{\text{kg/m}^3} = q_0 + q_1\theta^{1/3} + q_2\theta^{2/3} + q_3\theta^{13/4} \quad (4.71)$$

$$\ln \frac{h'(\theta)}{h_0} = n_1\theta^{1/2} + n_2\theta^{5/4} + n_3\theta^3 + n_4\theta^4 + n_5\theta^{10} \quad (4.72)$$

Für die Gleichungen der Dichte und Enthalpie auf der Siedelinie, ist folgende Gültigkeit angegeben [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

- $185\text{K} \leq T \leq 373\text{K}$

Die fehlende Entropie auf der Siedelinie wird mit Hilfe der Gleichung von Clausius-Clapeyron ermittelt:

$$\frac{dp_s}{dT} = \frac{s'' - s'}{\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'}} = \frac{h'' - h'}{T \left( \frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right)} \quad (4.73)$$

Alle Größen sind bekannt und die Siedeentropie ergibt sich zu:

$$s' = s'(T) = s''(T) - \frac{h''(T) - h'(T)}{T} \quad (4.74)$$

Für die Berechnung der Zustandsgrößen auf der Taulinie wird zunächst die Taudichte benötigt. Diese wird iterativ aus der Gleichung (4.66) des Druckes im Gasgebiet ( $p(\rho'', T) = p_s(T)$ ), mit dem Sättigungsdruck ermittelt. Ist diese bekannt, können erneut mit Hilfe der Gleichungen für das Gasgebiet, die fehlenden Taugrößen bestimmt werden:  $h''(T) = h(T, \rho'')$ ,  $s''(T) = s(T, \rho'')$ .

**Flüssigkeitsgebiet** Für die flüssige Phase der Fluide wird davon ausgegangen, dass die Annahmen eines inkompressiblen Fluids, auf jeder Isothermen hinreichend erfüllt ist. So ergeben sich die Gleichungen dieses Aggregatzustandes einfach zu [vgl. Baehr u. Tillner-Roth, 1995]:

$$\rho(T, p) = \rho'(T) \quad (4.75)$$

$$h(T, p) = h'(T) \quad (4.76)$$

$$s(T, p) = s'(T) \quad (4.77)$$

#### 4.7.2 Tabelleninterpolation

Für das ORC-Modell ist es notwendig, auch Zustandsgrößen ausserhalb des Gültigkeitsbereiches der Virialgleichungen bestimmen zu können. Hierfür ist das Modell von H. D. Baehr und R. Tillner-Roth um eine Interpolation erweitert worden. Die Grundlage bilden tabellierte Stoffdaten aus dem VDI Wärmeatlas. Diese sind mit

Fundamentalgleichungen von R. Tillner-Roth, F. Harms-Watzenberg und H.D. Baehr berechnet und dokumentiert worden [vgl. VDI u. a., 2006].

Zwischen den diskreten Werten der Tabelle ist dabei eine lineare Interpolation vorgesehen. Hierfür kommt der klassische Ansatz der linearen Interpolation zum Einsatz, wobei  $y$  die abhängige und  $x$  die unabhängige Variable darstellt.

$$y(x) = a \cdot x + b \quad (4.78)$$

$$a = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (4.79)$$

$$b = y_1 - a \cdot x_1 = y_2 - a \cdot x_2 \quad (4.80)$$

Da ein beliebiger, thermodynamischer Zustand nur durch zwei unabhängige Variablen eindeutig definiert ist, muss häufig zwischen vier Tabellenwerten interpoliert werden. Dazu wird zunächst entlang der Isobaren, die Temperaturabhängigkeit interpoliert und anschließend zwischen diesen beiden Ergebnissen der Druck ermittelt.

### 4.7.3 Fundamentalgleichungen

Für einige Medien sind keine Virialgleichungen bekannt. Um diese trotzdem in das Modell mit implementieren zu können, sind die Zustandsgrößen einiger Stoffe, wie zum Beispiel der Kohlenstoffdioxid, über Fundamentalgleichungen zu bestimmen. Diese bieten eine sehr hohe Genauigkeit. Allerdings steigt, auf Grund der Komplexität dieser Gleichungen, auch der Rechenaufwand. Anhand von Kohlenstoffdioxid (R744) sind nachfolgend die verwendeten Gleichungen nach R. Tillner-Roth dargestellt. Das Vorgehen für weitere Fluide ist analog zu diesem.

Ähnlich zu den Virialzustandsgleichungen sind die Variablen auf die kritischen Stoffdaten bezogen, um die Gleichungen dimensionslos darstellen zu können [vgl. Tillner-Roth, 1998]:

$$\tau := \frac{T}{T_c} \quad (4.81)$$

$$\delta := \frac{\rho}{\rho_c} \quad (4.82)$$

$$\theta := 1 - \frac{T}{T_c} = \frac{\tau - 1}{\tau} \quad (4.83)$$

Die Fundamentalgleichungen der einzelnen Zustandsgrößen sind Funktionen der *Negative reduced Massieu function* und derer partiellen Ableitungen. Die Massieu-Funktion ist stoffspezifisch, jedoch nicht ihre Zusammenhänge mit den thermodynamischen Zustandsgrößen. Ist die Massieu-Funktion und ihre Ableitungen bekannt,

lassen sich die Zustandsgrößen berechnen [vgl. Tillner-Roth, 1998]:

$$p = RT\rho\delta\Phi_\delta \quad (4.84)$$

$$\frac{u}{RT} = \tau\Phi_\tau \quad (4.85)$$

$$\frac{h}{RT} = \tau\Phi_\tau + \delta\Phi_\delta \quad (4.86)$$

$$\frac{s}{R} = \tau\Phi_\tau + \Phi \quad (4.87)$$

$$\frac{g}{RT} = \Phi + \delta\Phi_\delta \quad (4.88)$$

$$\frac{c_v}{R} = -\tau^2\Phi_{\tau\tau} \quad (4.89)$$

$$\frac{c_p}{R} = \left(\frac{c_v}{R}\right) + \frac{(\delta\Phi_\delta - \delta\tau\Phi_{\delta\tau})^2}{2\delta\Phi_\delta + \delta^2\Phi_{\delta\delta}} \quad (4.90)$$

$$\frac{w^2}{RT} = 2\delta\Phi_\delta + \delta^2\Phi_{\delta\delta} + \frac{(\delta\Phi_\delta - \delta\tau\Phi_{\delta\tau})^2}{(c_v/R)} \quad (4.91)$$

Die *Negative reduced Massieu* Funktion ist die Summe zweier stoffabhängiger Teilfunktionen [vgl. Tillner-Roth, 1998]:

$$\Phi(\tau, \delta) = \Phi^o(\tau, \delta) + \Phi^r(\tau, \delta) \quad (4.92)$$

$$\Phi^o = \ln \delta + a_0^o + a_1^o \tau + a_2^o \ln \tau + \sum_{i=3}^7 a_i^o \ln(1 - \exp(-n_i \tau)) \quad (4.93)$$

$$\begin{aligned} \Phi^r = & \sum_{i=1}^7 a_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{34} a_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp(-\delta^{e_i}) \\ & + \sum_{i=35}^{39} a_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} \exp\left(-C_i(\delta - b_i)^2 - D_i(\tau - c_i)^2\right) + \sum_{i=40}^{42} a_i \delta \Delta_i^{b_i} \Psi_i \end{aligned} \quad (4.94)$$

$$\Psi_i = \exp\left(-C_i(\delta - 1)^2 - D_i(\tau - 1)^2\right)$$

$$\Delta_i = \theta_i^2 + B_i \left((\delta - 1)^2\right)^{c_i}$$

$$\theta_i = (1 - \tau) + A_i \left((\delta - 1)^2\right)^{1/(2\beta_i)}$$

Die Fundamentalgleichungen sind für alle Aggregatzustände gültig. Der zulässige Temperatur- und Druckbereich ist stoffspezifisch. Für Kohlenstoffdioxid ist folgender Arbeitsbereich angegeben [vgl. Tillner-Roth, 1998]:

- 216,5915K < T < 1100K
- 0 < p < 800MPa

## 5 Modellierung des ORC in Modelica

Das ORC-Modell dieser Arbeit ist mit dem Programm *Dymola* von *Dassault Systemes AB* entstanden. *Dymola* basiert auf der freien Modellierungssprache *Modelica*.

*Modelica* ist eine objektorientierte, gleichungsbasierende Beschreibungssprache, um physikalische Modelle zu modellieren und zu untersuchen. Sie dient zur Simulation komplexer Systeme, auf Basis einzelner Modellbausteine. Den einzelnen Bausteinen liegen die physikalischen Gleichungen zu Grunde. Aus dem Zusammenschluss zu komplexen Systemen ermittelt *Modelica* eigenständig, das sich ergebende Gleichungssystem mehrere Bausteine und löst es durch numerische Ansätze. Die Verbindung zweier Modellbausteine zu einem System erfolgt über *connectoren*.

*Modelica* unterscheidet *potential*- und *flow*-Variablen an den *connectoren*. Bei dem Verbinden der Modelle werden dabei automatisch die Abhängigkeiten der jeweiligen *connectoren*, der Einzelmodelle zueinander beschrieben. Durch die Aufteilung eines komplexen Systems in mehrere Einzelbausteine können viele Modelle unabhängig voneinander erstellt und editiert werden. Das Zusammenwirken der Einzelmodelle im gesamten System, ist dann durch einfaches Zusammenschalten der Bausteine mit den *connectoren* zu realisieren. Um die Verknüpfungen der Bauteile sicher und einfach zu gestalten, müssen die Schnittstellen verbindlich definiert sein.

Es werden drei Arten von Variablen in *connector*-klassen unterschieden. Die *potential*-Variable, die *flow*-Variable und die *stream*-Variable.

Über *connections* miteinander verbundene *potential*-Variablen werden gleichgesetzt wie zum Beispiel der Systemdruck.

Die Summe verbundener *flow*-Variablen muss sich in der *connector*-Klasse zu 0 ergeben. Beispiel hierfür ist der Massenstrom.

Die *stream*-Variablen bilden einen Sonderfall. Für diese Variablen werden die Gleichungen nicht automatisch erzeugt, sondern müssen manuell eingegeben werden. Variablen dieser Klasse sind immer an eine *flow*-Variable geknüpft, um eine Richtungsabhängigkeit mit einbeziehen zu können. Das klassische Beispiel einer solchen Variablen ist die spezifische Enthalpie. Verknüpft mit dem Massenstrom kann so bestimmt werden, ob die Energie das System verlässt oder betritt [vgl. *Modelica Assn.*, 2012].

$$0 = \text{Modell}_b \cdot x_{\text{potentiell}} - \text{Modell}_b \cdot x_{\text{potentiell}} \quad (\text{Beispiel: Druck } p) \quad (5.1)$$

$$0 = \text{Modell}_a \cdot y_{\text{fluss}} + \text{Modell}_b \cdot y_{\text{fluss}} \quad (\text{Beispiel: Massenstrom } \dot{m}) \quad (5.2)$$

Die im Rahmen dieser Arbeit umgesetzten Modelle sind in der Bibliothek *ORC*

zusammengefasst. Diese Bibliothek gliedert sich in die Pakete *Fluids*, *Devices*, *Assemblies*, *Analysis*, und *TESTINGaera*.

In *Fluids* sind die Stoffmodelle hinterlegt, die in einzelne Funktionen strukturiert sind. In dem Paket *Devices* finden sich die Modelle der Aggregate sowie einige Auswertungs- und Basismodelle. Die für zukünftige Anwender interessantesten Modelle befinden sich im Paket *Assemblies*. Hier sind vollständige ORC-Module als Komplett-Modell, samt Schnittstellen, zusammengestellt. Die Zusammenstellungen der Komplettanlagen unterscheiden sich in der Parametrisierung und der verwendeten Einzelmodelle. Alle Parametrisierungsvarianten der ORC-Module sind mit und ohne den Anschluss eines Wärmeträgermediums am Kondensator verfügbar. Ist der abzuführende Wärmestrom am Kondensator für die Simulation nicht von Interesse, bieten diese Modelle mit vereinfachtem Kondensator eine verkürzte Rechenzeit. Die Qualität der restlichen Ergebnisse des Kreisprozesses werden davon nicht beeinflusst.

Die Modelle der ORC-Bibliothek sind gemäß ihrem jeweiligen Zweck unterschiedlich strukturiert. Grundsätzlich kann zwischen drei Modell-Konzepten unterschieden werden: *function*-Modell, *input-output*-Modell und *fluid-port*-Modell.

*function*-Modelle sind ähnlich wie mathematische Funktionen aufgebaut. Funktionen erwarten immer eine oder mehrere Eingangsparameter, um nach einem festen Algorithmus, den oder die Ausgabewerte zu bestimmen. Innerhalb von Funktionen werden keine Gleichungssysteme von Modelica umgestellt oder numerisch gelöst. In Funktionen arbeitet Modelica ähnlich wie eine klassische Programmiersprache, mit Zuweisungen anstatt mit Gleichungen. So wird der Variablen links vom Gleichheitszeichen immer der Wert rechts von diesem zugewiesen. Funktionsmodelle liefern somit reproduzierbare Ergebnisse. Diese Eigenschaft ist insbesondere für die Stoffmodelle von Bedeutung, da von diesen erwartet wird, dass bei gleichen Eingangsparametern sich der Zustand des Mediums nicht ändert. *function*-Modelle erlauben keine *connector*-Klassen und können daher auch nicht mit anderen Modellen verknüpft werden. Funktionen können nur innerhalb eines Modells mit definierten Eingabeparametern gerufen werden [vgl. Modelica Assn., 2012].

*fluid-port*-Modelle stellen von einem Fluid durchströmte Bauteile dar. Bestandteil dieser Modelle ist immer die namensgebende *connector*-Klasse für Fluide.

Die *Modelica Standard Library* stellt bereits den *fluidport* für fluiddurchströmte Bauteile zur Verfügung. In diesem *connector* ist der Druck als Potentialvariable, der Massenstrom als *flow*-Variable und die spezifische Enthalpie als *stream*-Variable definiert. Für Gemische mehrerer Medien ist zusätzlich noch der jeweilige Massenanteil vorgesehen. Diese vordefinierte *connector*-Klasse wird von den *fluidport*-Modellen der ORC-Bibliothek als Schnittstelle, zur Umgebung über die Systemgrenze hinweg gebraucht. So ist sichergestellt, dass die einzelnen ORC-Module einfach weiterverarbeitet und in komplexere Systeme eingebunden werden können.

Für die Verknüpfungen der *fluidport*-Modelle innerhalb der ORC-Bibliothek sind die Definitionen des *fluidports* angepasst. Da in diesem ORC-Modell nur

reine Medien zum Einsatz kommen, wird die Variable des Massenanteils nicht benötigt. Zusätzlich ist die *stream-variable* der spezifischen Enthalpie durch die potentielle Variable der Temperatur ersetzt. Zwar ist ein Zustand innerhalb des Nassdampfgebietes nicht durch Druck und Temperatur allein eindeutig definiert, dennoch werden solche Zustände im Kreisprozess ausgeschlossen. So kann auf die aufwendigere Berechnung der Enthalpie verzichtet werden, was die Rechenzeit des Stoffmodells deutlich verkürzt.

An der Siede- und Taulinie eines reinen Stoffes sind die Isarithmen der Zustandsgrößen unstetig, mit Ausnahme der Temperatur und des Druckes, welche nur nicht differenzierbar sind. Dadurch konvergiert die Iteration über die Temperatur deutlich stabiler. Des Weiteren ist die spezifische Wärmekapazität der eingesetzten Stoffe meist deutlich größer 1 kJ/kgK. Die Definition der spezifischen Wärmekapazität ist [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]:

$$c_p = \left( \frac{\delta h}{\delta T} \right)_p, \quad c_v = \left( \frac{\delta h}{\delta T} \right)_v$$

Über einem definierten Temperaturbereich ist somit die diesem Bereich entsprechende Enthalpie deutlich größer, da die spezifische Wärmekapazität den Faktor der Enthalpiedifferenz pro Kelvin Temperaturdifferenz entspricht. Mit der Temperatur, als zu iterierender Variablen, kann so mit gleicher Schrittzahl ein größerer Bereich abgedeckt werden.

*fluidport*-Modelle bilden die Basis dieser ORC-Bibliothek. Grundsätzlich sind hier die Massenbilanzen und die Energiebilanzen zwischen den *connector*-paaren, Ein- und Austritt, aufgestellt.

Die *input-output*-Modelle sind meist sehr einfache Modelle und dienen in der ORC-Bibliothek vornehmlich als Hilfs- und Analysebausteine. *input-output*-Modelle werden nicht von einem Medium durchströmt, was sie von den *fluidport*-Modellen unterscheidet. Allerdings sind in diesen Modellen Gleichungen hinterlegt, die von Modelica auch als solche interpretiert und gelöst werden. Eingangsgrößen sind im Allgemeinen Fließkommazahlen, aus denen der oder die Ausgangsparameter bestimmt werden. Die Schnittstellen dieser Modelle auf der Eingangsseite sind *connectoren* der *real-input*-Klasse. Ausgabeschnittstellen sind je nach Anwendungsfall unterschiedlich. Beispiele für den Einsatz von *input-output*-Modellen ist die Berechnung der Wirkungsgrade oder die Umsetzung von Fließkommazahlen auf einen *fluidport*. Da Modelica für diese Modelle ein Gleichungssystem aufstellt und löst, unterscheiden sich diese Modelle von den reinen Funktionsmodellen.

## 5.1 Umsetzung der Komponenten in Modelica

Um das physikalische Modell aus dem Kapitel 4 für die rechnergestützte Simulation nutzen zu können, ist eine Übersetzung in die beschreibende Sprache Modelica

notwendig.

Die einzelnen Aggregate sind dabei unabhängig voneinander, so kann jedes Modell auch einzeln betrieben und getestet werden. So ist, neben den vorbereiteten Zusammenstellungen der Einzelkomponenten, zu vollständigen ORC-Modulen, die Erstellung eigener Schaltungskonzepte und die unabhängige, modulare Weiterentwicklung der Bibliothek, sehr einfach möglich.

### 5.1.1 Verdampfer

Das Modell des Verdampfers ist ein durchströmtes Bauteil. Zusätzlich zu den beiden *fluidports* des Arbeitsmediums hat dieses Modell zwei weitere Schnittstellen, in Form von *fluidconnectoren*, jeweils einen Ein- und Austritt. Diese sind für den Anschluss der Wärmequelle vorgesehen. Die *connectoren* sind als standard *Modelica fluidports* ausgeführt. Mit diesen *connectoren* wird der Stoffstrom eines Mediums der *Modelica Standard Library* verknüpft.

Damit das Gleichungssystem aus dem physikalischen Modell in Kapitel 4 eindeutig lösbar ist, muss der Austrittszustand des Arbeitsmediums bekannt sein. Daher müssen die Werte des geforderten Frischdampfdruckes  $p_3$  und der Frischdampf Temperatur  $T_3$  als *real-inputs*, dem Modell des Verdampfers übergeben werden.

Mit dem Eingangszustand des Arbeitsmediums und des Wärmeträgermediums sowie dem geforderten Austrittszustand des Arbeitsmediums, ergeben sich aus dem Gleichungssystem des Verdampfers (Gleichungen (4.6) bis (4.24)), der Austrittszustand des Wärmeträgermediums und der erreichbare Massenstrom des Arbeitsmediums.

Damit das Verdampfermodell den erzielbaren Dampfmassenstrom korrekt bestimmen kann, ist die Grädigkeit des Apparates einzuhalten. Wie in Kapitel 3 bereits beschrieben, wird von dem Modell des Verdampfers gefordert, dass neben der isothermen und isobaren Verdampfung auch überkritische Prozesse korrekt abgebildet werden. Da bei überkritischer Verdampfung die Lage und Anzahl des *Pinch-Point* nicht bekannt ist, muss zunächst die Austrittstemperatur des Wärmeträgermediums angenommen werden. Daraus ergibt sich ein Wärmestrom, der an das Arbeitsmedium übertragen wird. Da für das Arbeitsmedium der Ein- und Austrittszustand bereits bekannt sind, ergibt sich der Massenstrom aus der zugeführten Wärme.

Nun wird die spezifische Enthalpie des Arbeitsmediums, beginnend vom Eintrittszustand, sukzessive erhöht, bis der Austrittszustand erreicht ist. Der für jeden Schritt notwendige Wärmestrom wird von dem Wärmeträgermedium abgezogen. Bei jedem Schritt kann so, anhand der spezifischen Enthalpie des jeweiligen Stoffes, die zugehörige Temperatur ermittelt werden. Die Temperaturdifferenz dieser beiden Temperaturen wird mit der Grädigkeit des Wärmeübertragers verglichen. Wird die minimal zulässige Temperaturdifferenz unterschritten, so wird die Austrittstemperatur um 1 K erhöht und die Iteration startet erneut, bis keine Unterschreitung

der Grädigkeit mehr auftritt. Um die Genauigkeit zu verbessern wird dem erfolgreichen Durchlaufen der Iterationen, der letzte Intervall mit einer Schrittweite von 0,1 K Temperaturdifferenz wiederholt. Der folgende Auszug aus dem Quellcode des Verdampfers verdeutlicht das Vorgehen.

Listing 5.1: Überprüfung der lokalen Temperaturdifferenz beider Stoffströme im Verdampfer/Kondensator

```

algorithm
  WTport_b.T := port_a.T + (pinch - 1);
  flag := 1;
  while (flag == 1) loop
    flag := 0;
    WTport_b.T := WTport_b.T + 1;
    h_HF_a := HF.specificEnthalpy(
      state= HF.setState_pT(WTport_b.p, WTport_b.T));
    Q_WaermeZufuhr := WTport_a.m_flow * (h_HF_e - h_HF_a);
    mp := Q_WaermeZufuhr / (h_ORF_a - h_ORF_e);
    j := 0;
    while (hpinch_ORF <= h_ORF_a) loop
      hpinch_ORF := h_ORF_e + j * 1e3;
      Tpinch_ORF := ORF.T_of_h_p(hpinch_ORF, port_a.p);
      hpinch_HF := h_HF_a + j * 1e3;
      Tpinch_HF := HF.temperature_ph(WTport_a.p, hpinch_HF);
      localpinch := Tpinch_HF - Tpinch_ORF;
      if (localpinch < pinch) then
        flag := 1;
      end if;
      j := j + 1;
    end while;
  end while;

```

### 5.1.2 Kondensator

Das Modell des Kondensators ist dem des Verdampfers sehr ähnlich. Auch dieses Modell wird vom Arbeitsmedium durchströmt, welches durch *fluidports* verknüpft wird.

Für die Abführung des anfallenden Wärmestromes sind analog zum Verdampfer zwei weitere *fluidports*, als Ein- und Austritt des Wärmeträgermediums, vorgesehen. Hier können die gleichen Medien, wie auch beim Verdampfer, eingesetzt werden.

Um Rechenzeiten verkürzen zu können, muss für dieses Modell nicht zwingend ein Stoffstrom, als Wärmeträgermedium vorgesehen werden. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass die anfallende Wärmeenergie in jedem Fall an die Umgebung abgegeben werden kann.

Durch die Randbedingung, dass am Austritt des Arbeitsmediums gesättigte Flüssigkeit vorliegt, muss dem Modell des Kondensators nur die Kondensationstempe-

ratur übergeben werden. Da nur unterkritische Kondensationsprozesse bis zur Siedelinie in diesem ORC-Modell zulässig sind, steht mit der Kondensationstemperatur auch der Arbeitsdruck fest. Dieser wird der Umgebung über eine Schnittstelle zur Verfügung gestellt.

Da der Massenstrom des Arbeitsmediums bereits feststeht, wird durch das Gleichungssystem (Gleichungen (4.30) bis (4.39)) der Massenstrom des Wärmeträgermediums sowie dessen Austrittstemperatur bestimmt. Die Überprüfung der Grädigkeit dieses Wärmeübertragers ist analog zu der im Verdampfer umgesetzt. Durch eine schrittweise Überprüfung der lokalen Temperaturdifferenzen kann das Gleichungssystem iterativ gelöst werden. Diese ist nur bei einem angeschlossenen Wärmeträgermedium erforderlich. Ist kein Medium für die Wärmesenke vorgesehen, kann der abzuführende Wärmestrom direkt aus dem bekannten Ein- und Austrittszustand des Arbeitsmediums ermittelt werden.

### 5.1.3 Turbine

Der Eintritt und Austritt dieses Modells wird durch die *fluidports* der ORC-Bibliothek abgebildet. Zusätzlich müssen dem Modell der Turbine der isentrope Wirkungsgrad und der Gegendruck der Niederdruckseite übergeben werden. Die Druckdifferenz wird dann aus dem Druck am Eintritts-*fluidport* und aus dem, dem Kondensator übermittelten Kondensationsdruckes gebildet.

Die gewonnene Leistung wird über einen *real-output* an weitere Modelle übergeben. Die Leistung der Turbine entspricht der Bruttoleistung der ORC-Anlage,

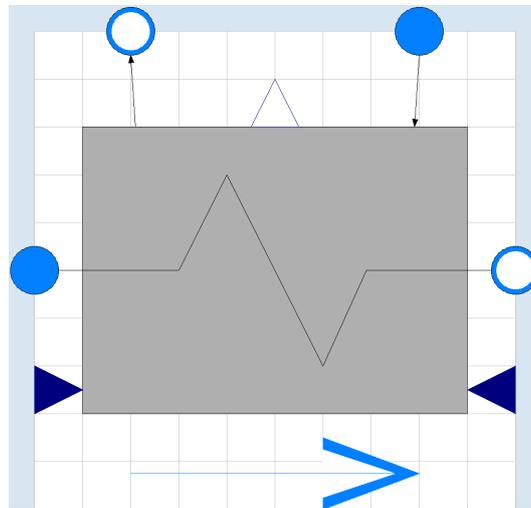


Abbildung 5.1: Darstellung des Verdampfers/Kondensators in der Modelica-Bibliothek

von der noch die Leistung der Pumpe subtrahiert werden muss, um die Nettoleistung zu erhalten.

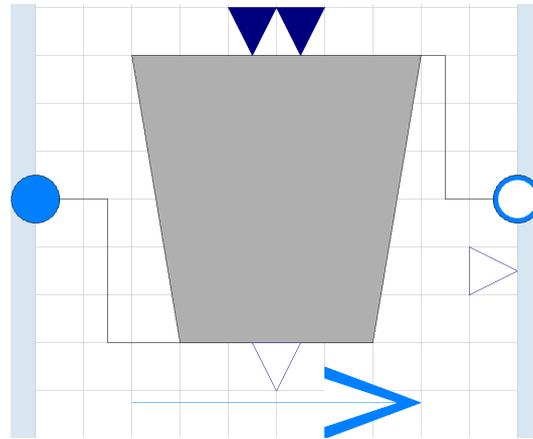


Abbildung 5.2: Darstellung der Turbine in der Modelica-Bibliothek

#### 5.1.4 Pumpe

Die Modelle der Pumpe und der Turbine sind fast identisch. Der Austrittszustand kann direkt aus dem physikalischen Modell bestimmt werden, sofern der Pumpe der geforderte Druck auf der Hochdruckseite übergeben wird. Da das gesamte System ohne Druckverluste berechnet wird, entspricht dieser Druck dem gewünschten Frischdampfdruck  $p_3$ .

Da die Volumenänderungsarbeit der Gasphase deutlich größer ist, als bei der nahezu inkompressiblen Flüssigkeit, ergibt sich aus der Bilanz der Leistungen von Turbine und Pumpe eine positive Nutzenergie [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009].

#### 5.1.5 Rekuperator

Das Modell des Rekuperators hat als einziges Modell zwei *fluidport*-paare für das Arbeitsmedium. Eines dient als Ein- und Austritt der Flüssigkeit, das weitere Paar ist für den Anschluss des gasförmigen Arbeitsfluides vorgesehen. Wie bei allen Modellen von Wärmeübertragern dieser Bibliothek erwartet auch der Rekuperator die Grädigkeit als Übergabewert.

Durch die minimal zulässige Temperaturdifferenz beider Stoffströme zueinander, liegt die Austrittstemperatur fest, und das Gleichungssystem kann direkt gelöst werden.

Für unterkritische Verdampfungsprozesse, also bei Drücken oberhalb des kritischen Punktes, auf der Seite der flüssigen Phase, muss zusätzlich die Randbedin-

gung eingehalten werden, so dass die Verdampfung nicht bereits im Rekuperator beginnt. Die maximale Temperatur nach der Wärmerückgewinnung ist demnach die Siedetemperatur, sofern der Arbeitsdruck kleiner, als der kritische Druck ist.

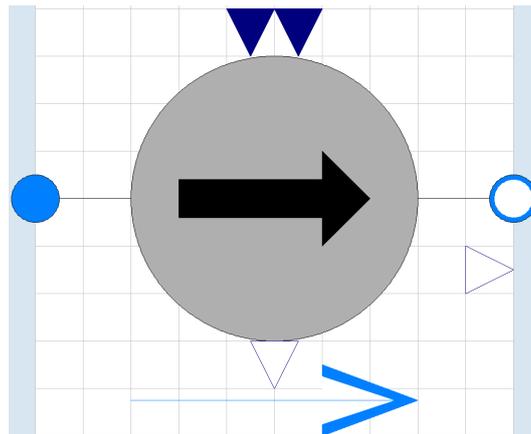


Abbildung 5.3: Darstellung der Pumpe in der Modelica-Bibliothek

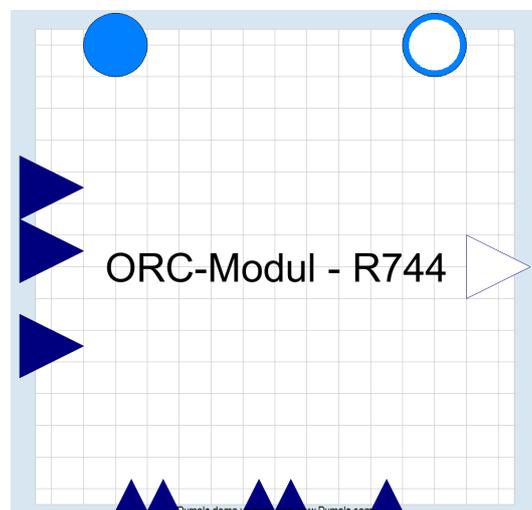


Abbildung 5.4: Darstellung eines ORC-Moduls für die Verwendung in anderen Anlagensimulationen

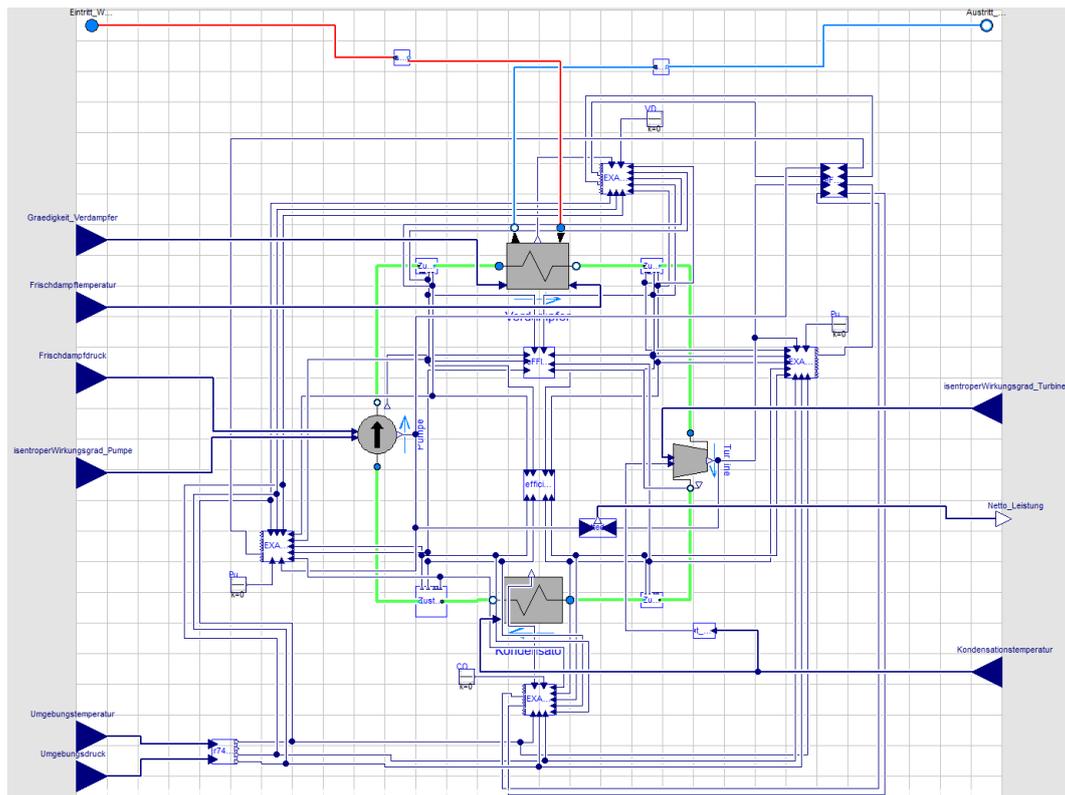


Abbildung 5.5: Beispielhafte Verschaltung der Komponenten zu einem ORC-Kreislauf, inklusive diverser Auswertungsmodelle in Dymola

## 5.2 Das Fluid-Modell in Modelica

Eines der elementaren Bausteine des ORC-Modells ist das Fluidmodell. An diversen Stellen im System müssen die Zustandsgrößen bestimmt werden, um den Kreisprozess korrekt abbilden zu können.

Ein thermodynamischer Zustand eines Mediums ist durch zwei, unabhängige Zustandsgrößen definiert. Bei einem reinen Stoff tritt ein Sonderfall auf. Da der unterkritische Phasenwechsel dieser Medien isobar, isotherm erfolgt, kann durch die Temperatur und den Druck die Lage innerhalb des Nassdampfgebietes nicht eindeutig identifiziert werden.

Für die Anwendung eines Stoffmodells mit dem ORC-Modell ist die Bestimmung der Zustandsgrößen, von unterschiedlichen Paarungen, unabhängiger Eingangsvariablen, unbedingt notwendig. Die verwendeten physikalischen Gleichungen der Stoffmodelle sind von der Temperatur und der Dichte abhängig. Weitere Abhängigkeiten müssen iterativ ermittelt werden. Dazu wird aus den bekannten Eingangsparametern die noch unbekannte Variable der Basisfunktion bestimmt. Sind beide Variablen unbekannt, muss dieses Prinzip eine Ebene tiefer verschachtelt werden.

Es soll zum Beispiel die spezifische Enthalpie von Kohlenstoffdioxid, aus der Temperatur und dem Druck, mit Hilfe der Fundamentalgleichung (4.86), berechnet werden. Da diese von der Temperatur und Dichte abhängt, wird mit der Gleichung (4.84) die Dichte, iterativ aus dem Vergleich des Ergebnisses mit dem bekannten Eingangsdruck, bestimmt.

Die Iterationen in dieser Medien-Bibliothek arbeiten mit fester, gestaffelter Schrittweite. Dabei wird der Abstand zwischen den Einzelschritten sukzessive verkleinert, bis die gewünschte Genauigkeit erreicht ist. Der folgende Auszug aus dem Modelica-Quellcode zeigt das Vorgehen anhand eines Beispiels.

Listing 5.2: Beispiel für das iterative Vorgehen innerhalb der Stoffbibliotheken

```
h_calc := h_of_Tandp(T, p);
while (h_calc < h) loop
  T := T + 1;
  h_calc := h_of_Tandp(T, p);
end while;
T := T - 1;
h_calc := h_of_Tandp(T, p);
while (h_calc < h) loop
  T := T + 0.1;
  h_calc := h_of_Tandp(T, p);
end while;
```

Die Fluidmodelle sind in einem eigenen Paket innerhalb der ORC-Bibliothek organisiert. Die Gliederung unterscheidet zunächst die einzelnen Fluide und dann die unterschiedlichen Ansätze der Zustandsberechnung aus Kapitel 4. Damit die unter-

schiedlichen Ansätze universell eingesetzt werden können, sind in der ersten Ebene eines jeweiligen Stoffes, die Funktionen zur Berechnung der Zustandsgrößen, unterschiedlicher Abhängigkeiten, hinterlegt. Für die Berechnungen, greifen diese auf die spezifischen Funktionen, der einzelnen Stoffmodelle, eine Gliederungsebene tiefer, zu. In diesen Funktionen ist daher die Abgrenzung der einzelnen Stoffmodelle zueinander vorgesehen. So kann hier zum Beispiel der Bereich der Virialgleichungen um die Tabelleninterpolation erweitert werden oder Bereiche der Fundamentalgleichungen durch Virialgleichungen, zugunsten der Rechenzeit, ersetzt werden. Zusätzlich sind hier auch die spezifischen Stoffdaten und Gültigkeitsgrenzen der einzelnen Ansätze in Datensätzen zusammengefasst. Die Erweiterung der Virialgleichungen durch die Tabelleninterpolation ist in folgendem Auszug des erstellten Quellcodes exemplarisch dargestellt:

Listing 5.3: Beispiel für die Erweiterung der Virialgleichungen durch die Tabelleninterpolation

```

if (p <= limits.p_veos_vapor_max) then
  T_sat := VEoS.SATURATION.T_s_of_p(p);
  h_sl := VEoS.SATURATION.FundamentalEquations.hl_s_of_T(T_sat);
  h_tl := VEoS.SATURATION.hv_s_of_T(T_sat);
  if (h > h_tl) then
    T := VEoS.VAPOR.Tv_of_handp(h, p);
  elseif (h <= h_tl and h >= h_sl) then
    T := T_sat;
  elseif (h < h_sl) then
    T := VEoS.LIQUID.Tl_of_h(h);
  end if;
elseif (p > limits.p_veos_vapor_max) then
  T := table.T_of_handp__tab(h, p);
end if;

```

Das Paket der Tabelleninterpolation beinhaltet die Funktionen der Zustandsgrößenberechnung. Die Tabellen des VDI-Wärmeatlas sind direkt in die Funktionen eingebettet. Der VDI-Wärmeatlas stellt die Daten in tabellarischer Form, in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Druck, zur Verfügung [vgl. VDI u. a., 2006].

In dem Paket der Fundamentalgleichungen sind die eigentlichen Fundamentalgleichungen in dem Unterpaket *base* zusammengefasst. Die Koeffizienten der *Negative Reduced Masiues function* sind hier in einem Datensatz gebündelt abgelegt. Zusätzlich zu den Fundamentalgleichungen und deren abgeleiteter Funktionen, sind auch die Siede- und Taugrößen in Funktionen verarbeitet. Diese dienen als Startwerte für die Iterationen. Die Basis dieser Funktionen ist eine Polynomentwicklung, auf Grundlage dokumentierter Größen aus dem VDI-Wärmeatlas.

Die Virialgleichungen sind etwas aufwendiger gegliedert. Da für jeden Aggregatzustand eigene Gleichungssätze für die Zustandsgrößen gelten, muss zunächst die vorliegende Phase des Mediums anhand der verfügbaren Variablen bestimmt wer-

den. Da die Virialgleichungen nur für Zustände unterhalb des kritischen Punktes gültig sind, lässt sich die Phase eindeutig bestimmen. Ist der Aggregatzustand bekannt, können die Funktionen der Pakete *Liquid* für den Bereich der Flüssigkeit, *Vapor* für das Gasgebiet und *Saturation* im Sättigungszustand angewendet werden. Der Startwert für die Dichte wird aus dem idealen Gasgesetz  $\rho = p/(RT)$  ermittelt [vgl. Baehr u. Kabelac, 2009]. Auch die Koeffizienten der Virialgleichungen sind hier in einem Datensatz zusammengefasst.

## 6 ORC-Modellvergleich

Grundlagen dieses Modellvergleiches bilden daher die Abschlussarbeiten von Herrn Vetter, mit dem Thema *Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen* [vgl. Vetter, 2011] und Herrn Wiesner, mit dem Thema *Berechnung von ORC-Prozessen mit Kältemitteln* [vgl. Wiesner, 2012]. Diese Arbeiten beschäftigen sich mit der rechnergestützten Berechnung von ORC-Prozessen.

Beide Vergleichsmodelle greifen für die Zustandsberechnungen auf ein externes Drittprogramm zu.

Herr Vetter hat den ORC-Prozess für die Nutzung geothermischer Wärmeenergie konzipiert [vgl. Vetter, 2011].

In der Arbeit von Herrn Wiesner sind die Untersuchungen der Wirkungsgrade mit verschiedenen Kältemitteln in den Vordergrund gestellt [vgl. Wiesner, 2012].

Die Zielsetzungen beider Arbeiten sind zu dieser Thesis unterschiedlich und haben den Einfluss, charakteristischer Größen des Kreisprozesses auf den Wirkungsgrad und die Leistung untersucht. Die Berechnungsansätze und die getroffenen Abstraktionen der Vergleichsarbeiten werden mit den Ergebnissen dieser Masterthesis verglichen.

### 6.1 Vergleich der physikalischen Modelle

Alle drei Modelle beschränken sich auf die Verwendung reiner Stoffe als Arbeitsmedien. Die von Herrn Vetter und Herrn Wiesner verwendeten, externen Programme für die Zustandsberechnung der Arbeitsmedien, ermöglichen, neben unterkritischen Prozessen, auch die Abbildung der überkritischen Verdampfung.

Alle Modelle benötigen die Vorgabe des Frischdampfzustandes durch Druck und Temperatur sowie die Kondensationstemperatur. Auch die Festlegung der isentropen Wirkungsgrade, von der Turbine und der Pumpe, müssen in allen drei Modellen vorgenommen werden.

Das ORC-Modell dieser Arbeit und das von Herrn Vetter erwarten zusätzlich die Grädigkeiten der Wärmeübertrager sowie einen, für die Verdampfung benötigten Energiestrom, abgebildet durch ein Wärmeträgermedium, mit bekanntem Eintrittszustand.

Herr Vetter ermöglicht in seinem Modell auch die Entspannung auf einen definierten Dampfgehalt, welcher eingegeben werden muss.

Für die Berechnungen der Exergien und Anergien, benötigen das Modell dieser Arbeit und das von Herrn Wiesner den Umgebungszustand.

### 6.1.1 Pumpe und Turbine

Die Berechnungsansätze der Pumpe und der Turbine sind in allen drei Arbeiten identisch. Hier wird jeweils zunächst der isentrope Austrittszustand bestimmt, um anschließend mit Hilfe eines isentropen Wirkungsgrades den tatsächlichen Zustand bestimmen zu können. Für die Berechnungen der Kompression und Entspannung sind alle Beziehungen analytisch eindeutig lösbar.

### 6.1.2 Verdampfer

In allen drei Arbeiten weichen die Berechnungen des Verdampfers leicht voneinander ab.

Das Modell von Herrn Wiesner verzichtet komplett auf die Berücksichtigung der apparativen Umsetzung, des Wärmeübertragers, mittels der Grädigkeit. Dieses Modell beschränkt sich auf die Bestimmung des benötigten Wärmestroms für die Verdampfung. Der Frischdampfzustand ist auch in diesem Modell ein Teil der äusseren Parametrisierung und daher bekannt. Die Überprüfung auf Einhaltung der minimalen, lokalen Temperaturdifferenz entfällt.

Das Modell von Herrn Vetter nutzt als Wärmeträgermedium, für den Verdampfer, ausschließlich Wasser. In dem betrachteten Temperaturintervall bis 350 °C wird die Änderung der spezifischen Enthalpie des Wassers, mittels der Temperaturdifferenz und der, von Herrn Vetter als konstant angenommenen, spezifischen Wärmekapazität, bestimmt. Da das Modell dieser Masterthesis für den Einsatz unterschiedlicher Wärmeträgermedien konzipiert ist, wird der Verdampferwärmestrom, mittels der Änderung der spezifischen Enthalpie berechnet.

Alle drei Modelle betrachten die Wärmezufuhr als isobar. Druckverluste werden nicht berücksichtigt.

### 6.1.3 Kondensator

Die Festlegung des Austrittspunktes auf der Siedelinie des Arbeitsmediums wird in allen drei ORC-Modellen getroffen. Dadurch genügt die Vorgabe der Kondensatontemperatur. Die Modelle von Herrn Vetter und Herrn Wiesner berücksichtigen zusätzlich einen, durch die Eingabe festgelegten Druckverlust, des Arbeitsmediums, im Kondensator.

Die ORC-Modelle von Herrn Vetter und Herrn Wiesner verzichten beide auf die Abbildung eines Wärmeübertragers, als Apparat. Beide Simulationsmodelle berechnen den abzuführenden Wärmestrom über den Massenstrom und die

Änderung der spezifischen Enthalpie. Da der Austrittszustand des Arbeitsmediums am Kondensator bekannt ist, ist der Wärmestrom analytisch berechenbar.

#### 6.1.4 Rekuperator

Ziel des Rekuperators, in den Modellen von Herrn Wiesner und Herrn Vetter sowie in dieser Arbeit, ist die Abkühlung des gasförmigen Arbeitsmediums nach der Entspannung auf der Taulinie. Der Druckverlust im Apparat wird in allen drei Modellen vernachlässigt.

Herr Wiesner verzichtet in seinem Modell auf die Berücksichtigung der Grädigkeit des Wärmeübertragers und bestimmt den Austrittszustand der Flüssigkeit, durch die Änderung der spezifischen Enthalpie auf der Gasseite. Der Austrittszustand des Gases ist durch die äußere Parametrisierung bekannt.

## 6.2 Validierungsrechnung

Da kein Vergleichsmodell für die Validierung, des im Rahmen dieser Arbeit entstandenen ORC-Modells, zur Verfügung stand, werden konkrete Arbeitspunkte der Anlage mit denen, aus der Arbeit von Herrn Vetter verglichen. Damit die Ergebnisse vergleichbar sind, müssen für beide Modelle die gleichen Randbedingungen und Parameter gewählt werden.

Das Arbeitsmedium im Kreisprozess ist für die Validierungsrechnung Kohlenstoffdioxid (R744).

Der Kondensator ist für die Validierung ohne Anschlüsse für ein Wärmeträgermedium ausgeführt. Jeder anfallende Wärmestrom kann so im Kondensator abgeführt werden. Der Massenstrom und Austrittszustand des Wärmeträgermediums wird nicht bestimmt.

Herr Vetter hat für sein Modell Wasser als Wärmeträgermedium am Verdampfer eingesetzt. Die *Modelica Standard Library* beinhaltet bereits ein sehr leistungsstarkes Fluidmodell für Wasser. Dieses berechnet alle Zustandsgrößen gemäß den Formulierungen nach IAPWS-IF97 und entspricht damit dem industriellen Standard.

Die Tabelle 6.1 gibt einen Überblick aller Parameter, die für die Validierung gleichgesetzt sind.

In der Arbeit von Herrn Vetter sind zwei Berechnungspunkte durch die explizite Angabe der berechneten Größen gegeben. Zusätzlich zu den charakteristischen Größen des ORC-Prozesses, werden auch die, durch das Stoffmodell berechneten, Enthalpien, Entropien und Dichten in diesen Punkten verglichen.

Die beiden Vergleichspunkte sind durch die Parameter des Frischdampfes festgelegt und in Tabelle 6.2 dargestellt [vgl. Vetter, 2011]:

**Vergleichspunkt 1** In diesem Punkt sind von Herrn Vetter charakteristische Größen des Kreisprozesses sowie einige Zustandsgrößen des Frischdampfes in Punkt (3), berechnet worden.

Die Tabelle 6.3 zeigt die verglichenen Größen beider Modelle. Zusätzlich ist die relative Abweichung der Werte zueinander bestimmt [vgl. Vetter, 2011].

**Vergleichspunkt 2** Am zweiten Vergleichspunkt sind, in der Arbeit von Herrn Vetter, nur thermodynamische Zustandsgrößen des Arbeitsmediums angegeben. Daher können an diesem Punkt nur die Fluidmodelle beider Arbeiten miteinander vergli-

Tabelle 6.1: Randbedingungen der Validierungsrechnungen

Parameter			Beschreibung
$T_1$	30	°C	Kondensationstemperatur
$\eta_{\text{TUR, is}}$	0,8	-	Isentroper Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{\text{PUM, is}}$	0,8	-	Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe
$pinch_{\text{VDM}}$	20	K	Grädigkeit des Verdampfers
$T_{\text{WTq, e}}$	150	°C	Eintrittstemperatur der Wärmequelle am Verdampfer
$p_{\text{WTq, e}}$	2,5	bar	Eintrittsdruck des Wärmequelle am Verdampfer
$\dot{m}_{\text{WTq, e}}$	20	kg/s	Massenstrom des Wärmequelle am Verdampfer

Tabelle 6.2: Übersicht der Vergleichspunkte für die Validierung

Vergleichspunkt	$T_3$ [°C]	$p_3$ [MPa]
1.	130 °C	156 bar
2.	61,5473 °C	200,2 bar

Tabelle 6.3: Ergebnisse der Validierung am Vergleichspunkt 1

Vergleichswert	Ergebnisse Herr Vetter		Ergebnisse dieser Arbeit		rel. Abweichung	
Leistung $P_{\text{Netto}}$	458,157	kW	454,867	kW	-0,718	%
Wirkungsgrad $\eta_{\text{th}}$	7,91555	%	7,75973	%	-1,969	%
Temperatur $T_{\text{WTq, a}}$	81,6	°C	81,441	°C	-0,195	%
Massenstrom $\dot{m}_{\text{ORF}}$	36,1390097	kg/s	35,6656	kg/s	-1,31	%
Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{zu}}$	5788,06632	kW	5811,22	kW	0,4	%
Druckv. $\Delta p_{\text{TUR}}$	2,77250717	-	2,7732251	-	0,026	%
spez. Enthalpie $h_3$	488,492	kJ/kg	488,474	kJ/kg	-0,0037	%
spez. Entropie $s_3$	1,7956	kJ/kg	1,79553	kJ/kg	-0,0039	%
Dichte $\rho_3$	371,8773	kg/m <sup>3</sup>	371,95	kg/m <sup>3</sup>	0,02	%

chen werden. Als Basis der Berechnungen in dieser Arbeit sind die Fundamentalgleichungen gewählt.

Die Tabelle 6.4 fasst die Ergebnisse des Vergleichs zusammen [vgl. Vetter, 2011]:

Tabelle 6.4: Ergebnisse der Validierung am Vergleichspunkt 2

Vergleichswert	Ergebnisse		Ergebnisse		rel.	
	Herr Vetter		dieser Arbeit		Abweichung	
spez. Enthalpie $h_3$	328,3308	kJ/kg	328,2667	kJ/kg	-0,0195	%
spez. Entropie $s_3$	1,3577	kJ/kg	1,3575	kJ/kg	-0,0147	%
Dichte $\rho_3$	714,2184	kg/m <sup>3</sup>	714,45	kg/m <sup>3</sup>	0,032	%

Die sehr geringen Abweichungen der thermischen Zustandsgrößen, von deutlich unter einem Prozent, lassen auf eine hohe Übereinstimmung des, auf Basis von Fundamentalgleichungen, verwendeten Fluidmodells schließen. Genauere Angaben sind auf Grund der geringen Anzahl von Vergleichspunkten nicht möglich.

Die charakteristischen Größen des Kreisprozesses, wie Wirkungsgrad und Leistung, zeigen leichte Abweichungen. Der thermische Wirkungsgrad der Anlage weicht um knapp zwei Prozent, die erzielte Netto-Leistung um nicht ganz einen Prozentpunkt, von Herrn Veters Ergebnissen ab. Die Abweichungen von Fluid-Modell und ORC-Anlage sind deutlich unterschiedlicher. Der Grund dieser Unstimmigkeiten kann allerdings nicht im Stoffmodell gesucht werden, da die Übereinstimmung dieser Ergebnisse sehr gut ist. Ein Teil der unterschiedlichen Ergebnisse liegt in der Berechnung der Zustandsänderung des Thermalwassers. Herr Vetter berechnet diese über eine mittlere, konstante Wärmekapazität, während dieses Modell die spezifische Enthalpiedifferenz verwendet. Dies erkennt man an den unterschiedlichen Rücklauftemperaturen des Thermalwassers und in den daraus resultierenden, verschiedenen Massenströmen des Arbeitsmediums.

Zusammenfassend kann man dem Vergleich entnehmen, dass beide Modelle strukturell sehr ähnlich arbeiten. Die genauere Begründung der Ursache, der einzelnen Abweichungen, können allerdings nur weitere Untersuchungen zeigen.

## 7 Untersuchungen am ORC-Modell

Für die Untersuchungen am Modell werden die thermodynamischen Zustandsgrößen des Arbeitsmediums, mit Hilfe der Fundamentalgleichungsmodelle, bestimmt. Diese benötigen zwar die größte Berechnungszeit, da diese Modelle sehr komplex und mathematisch aufwendig sind, bieten aber die höchste Genauigkeit. Möglichst exakte Ergebnisse sind insbesondere für die Modelloptimierung und -erweiterung von besonderer Bedeutung.

Die Wärmeabfuhr ist in potentiellen Einsätzen von ORC-Prozessen im Allgemeinen kein leistungsbeschränkender Parameter. Um die zeitintensive Berechnung des Massenstroms, eines wärmeabführenden Mediums zu vermeiden, sind alle Simulationen mit dem einfachen Modell des Kondensators durchgeführt.

In den Simulationen dient trockene Luft als Wärmeträgermedium. Hierfür ist in der *Modelica Standard Library* ein leistungsstarkes Fluidmodell hinterlegt. Die Gültigkeit dieses Modells erstreckt sich auf den folgenden Bereich [vgl. Modelica Assn., 2012]:

- $200\text{K} \leq T \leq 6000\text{K}$

### 7.1 Simulationsergebnisse

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse aller Simulationen zu gewährleisten, müssen die Randbedingungen des Modells in allen Berechnungen identisch sein.

In der Tabelle 7.1 sind die festzulegenden Variablen des ORC-Modells aufgezeigt. Die isentropen Wirkungsgrade der Pumpe und der Turbine und die Grädigkeiten der Wärmeübertrager wurden in Anlehnung an durchschnittlicher Werte, aus der Praxis sowie den Arbeiten von Herrn Vetter [vgl. Vetter, 2011] und Herrn Wiesner, [vgl. Wiesner, 2012] getroffen.

Die Kondensationstemperatur liegt auf einem Niveau, dass durch eine Abführung der Wärme mit Hilfe der Umgebungsluft erreicht werden kann.

Neben dem besonders interessanten Temperaturbereich bis 250°C, sind auch Temperaturen bis 500°C untersucht worden. Der Frischdampfdruck und die Frischdampftemperatur können nicht unabhängig voneinander ausgewählt werden. Hier ist durch die Wahl der Parameter sichergestellt, dass die Turbine das Gas nicht in das Nassdampfgebiet entspannt. Maßgeblich für die Wahl der Frischdampfzustände ist die isentrope Zustandsänderung.

Tabelle 7.1: Übersicht konstanter Modellparameter für die Simulation

Parameter			Beschreibung
$T_1$	20	°C	Kondensationstemperatur
$\eta_{\text{TUR, is}}$	0,8	-	Isentroper Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{\text{PUM, is}}$	0,65	-	Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe
$pinch_{\text{VDM}}$	20	K	Isentroper Wirkungsgrad der Turbine
$pinch_{\text{KON}}$	10	K	Isentroper Wirkungsgrad der Pumpe
$T_{\text{WTq,e}}$	600	°C	Eintrittstemperatur der Wärmequelle am Verdampfer
$p_{\text{WTq,e}}$	1	bar	Eintrittsdruck der Wärmequelle am Verdampfer
$\dot{m}_{\text{WTq,e}}$	10	kg/s	Massenstrom der Wärmequelle am Verdampfer

### 7.1.1 Simulationsergebnisse von Kohlenstoffdioxid ohne Wärmerückgewinnung

Der ORC-Prozess, ohne interne Wärmerückgewinnung, mit dem Arbeitsmedium Kohlenstoffdioxid, ist mit Frischdampfzuständen zwischen 50 °C und 500 °C, bei Drücken zwischen 60 bar und 1000 bar, untersucht worden. Dabei sind die Werte des thermischen und Carnot-Wirkungsgrades, der Netto-Leistung, der zu- und abgeführten Wärme am Verdampfer und Kondensator und des verdampften Massenstromes ausgelesen worden und über Frischdampfdruck und -temperatur aufgetragen. Zusätzlich ist der Quotient, aus dem thermischen Wirkungsgrad und dem carnotischen Wirkungsgrad, unter der thermischen Ausnutzung bestimmt worden.

**Wirkungsgrade** In den Diagrammen der Abbildung 7.1 ist der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses, über der Frischdampf Temperatur und dem Frischdampfdruck, aufgetragen. In dem untersuchten Temperaturbereich kann ein Wirkungsgrad von maximal 20,7 %, bei einem Frischdampfzustand von 500 °C und 1000 bar, erreicht werden. Der minimale Wert von 0,1 % wird bei einem Druck von 60 bar und einer Tempertur von 50 °C erreicht. Das liegt an dem Kondensationsdruck von 57,3 bar, bei 20 °C.

Der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades, insbesondere bei niedrigen Verdampfungsdrücken zeigt, dass durch die Steigerung der Frischdampf Temperatur der Wirkungsgrad nicht signifikant erhöht werden kann. Die Verläufe sind, mit zunehmendem Frischdampfdruck, immer mehr in horizontale Richtung gestaucht. So wird bei einem Druck von 300 bar und der Temperatur von 150 °C nahezu der gleiche Wirkungsgrad erreicht wie bei gleicher Frischdampf Temperatur und nur 100 bar. Steigert man die Temperatur aber weiter, steigt der Wirkungsgrad bei 300 bar deutlich stärker, als bei nur 100 bar.

Der Vergleich mit dem rechten Diagramm der Abbildung 7.1 zeigt allerdings, dass

in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades lokale Maxima aufweist. Während die Steigerung der Frischdampf-temperatur nur wenig signifikante Auswirkungen auf den Wirkungsgrad hat, insbesondere bei sehr großer Überhitzung, kann eine zu große Frischdampfdrucksteigerung, bei konstanter Temperatur, sogar kontraproduktiv sein. Mit zunehmendem Frischdampfdruck steigt auch die wirkungsgradoptimierte Frischdampf-temperatur.

Der Verlauf des Carnot-Wirkungsgrades ist in der Abbildung 7.2 zu sehen. Der Carnot-Wirkungsgrad ist wie in Kapitel 3 bereits erwähnt, stoffunabhängig und wird allein durch die mittleren Temperaturen der Wärmez- und abfuhr festgelegt.

Links in der Abbildung 7.2 ist zu erkennen, dass der carnotische Wirkungsgrad, mit zunehmender Frischdampf-temperatur, abnimmt. Eine Ausnahme bildet der Verlauf bei 1000 bar. Vermutlich wird der Effekt auch hier zu beobachten sein, dafür müsste allerdings der Kreisprozess bei höheren Frischdampf-temperaturen untersucht werden. Durch die polytrope Entspannung der Turbine steigt die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr schneller, als die der Wärmezufuhr, durch die stärkere Überhitzung bei höheren Frischdampf-temperaturen.

Das rechte Diagramm der Abbildung 7.2 stellt den Wirkungsgrad über dem Druck dar. Bei konstanter Temperatur steigt der Carnot-Wirkungsgrad stetig über dem Frischdampfdruck an. Es ist zu erkennen, dass die Zunahme des carnotischen Wirkungsgrades bei kleinen Drücken groß ist und mit steigendem Frischdampfdruck abnimmt. Lokale Maxima treten im betrachteten Druckbereich nicht auf.

Die Diagramme der Abbildung 7.3 zeigen die thermische Ausnutzung. Da der Carnot-Wirkungsgrad das thermodynamische Maximum einer Wärmekraftmaschine

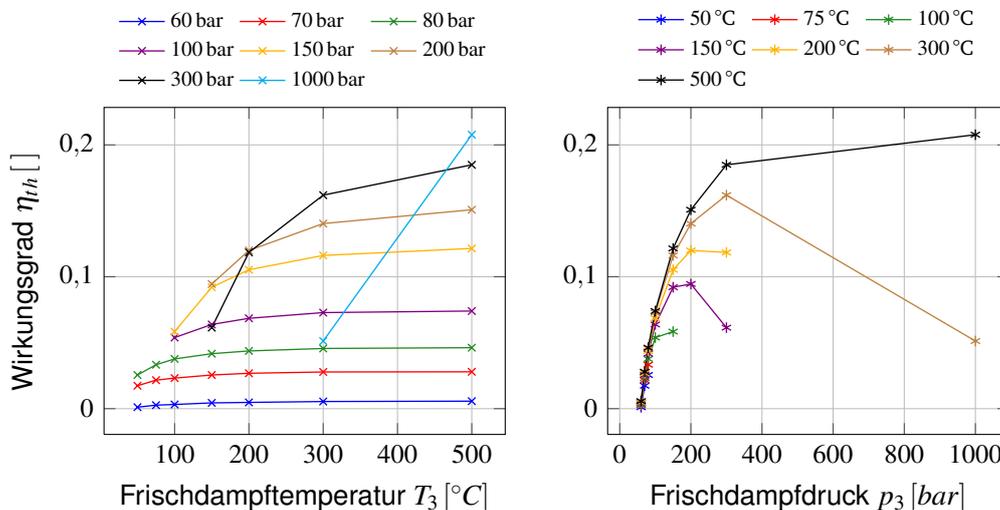


Abbildung 7.1: Thermische Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid

darstellt, kann der thermische Wirkungsgrad maximal bis zu dessen Wert ansteigen. Der Quotient aus beiden ergibt einen Ausnutzungsgrad, der analog zu anderen Wirkungsgraden zwischen 0 und 1 liegt. Er beschreibt die Wandlung der maximal möglichen Wärmeenergie, in Nutzenergie.

Der Verlauf des Ausnutzungsgrades, in Abhängigkeit von der Frischdampftempe-

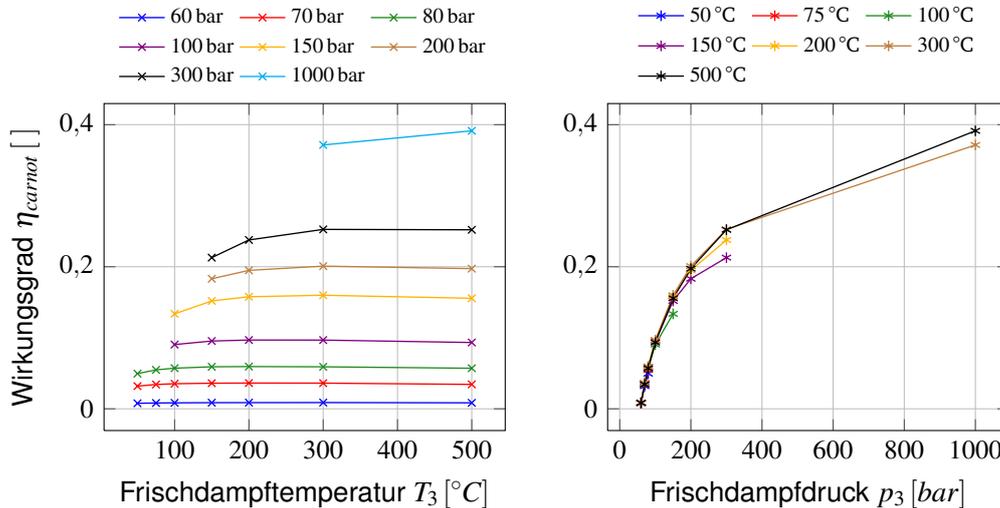


Abbildung 7.2: Carnot-Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid

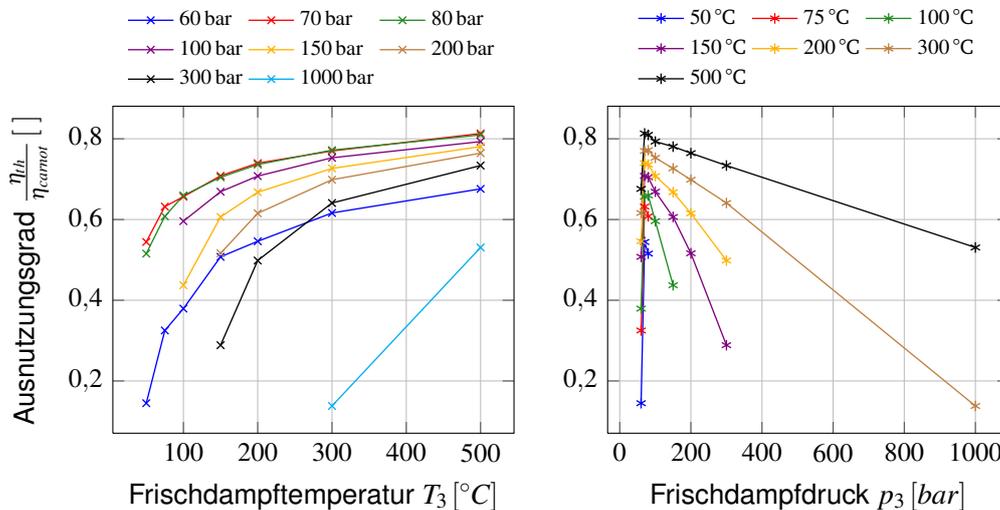


Abbildung 7.3: Ausnutzungsgrade mit Kohlenstoffdioxid

ratur (Abbildung 7.3) zeigt, dass mit steigender Temperatur der Unterschied zwischen den Ausnutzungsgraden, bei unterschiedlichen Frischdampfdrücken, geringer wird. Jedoch steigen die Werte stetig an.

Bei dem Verlauf des Ausnutzungsgrades über den Frischdampfdruck, in Abbildung 7.3, treten erneut Maximas auf. Dabei fällt auf, dass unabhängig von der Frischdampf Temperatur die lokalen, maximalen Ausnutzungsgrade in unmittelbarer Nähe zum kritischen Druck von Kohlenstoffdioxid, bei 73,77 bar, liegen. Obwohl bei höheren Temperaturen eine Frischdampfdrucksteigerung den thermischen Wirkungsgrad verbessert (vgl. Abbildung 7.1), kann das sich dadurch vergrößerte, thermodynamische Potential, nicht mehr so effektiv genutzt werden.

**Leistungen** Der Verlauf der erreichten Netto-Leistungen ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Im betrachteten Simulationsbereich ergibt sich dabei eine Leistung

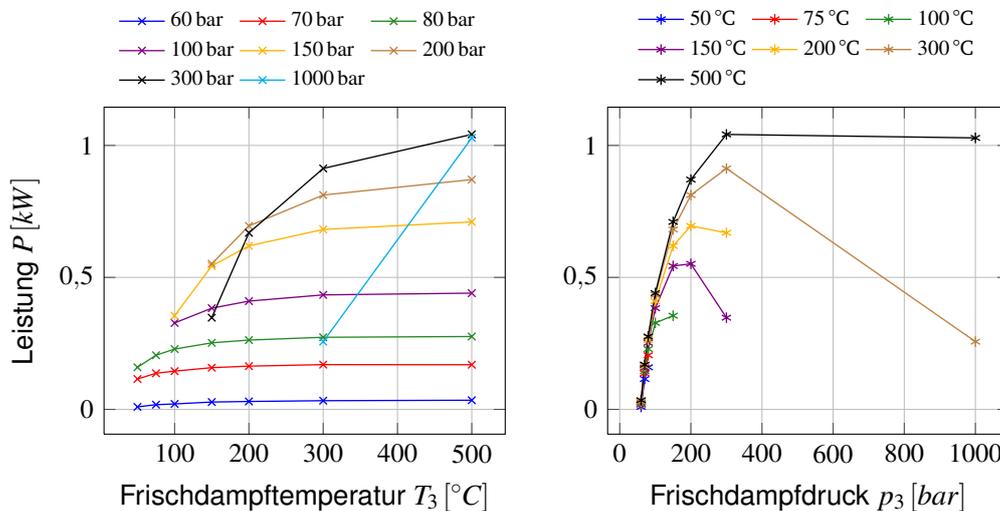


Abbildung 7.4: Netto-Leistungen mit Kohlenstoffdioxid

zwischen 9,34 kW und 1,03 MW.

Der Verlauf der Leistung über die Frischdampf Temperatur, links in Abbildung 7.4, scheint zunächst dem des thermischen Wirkungsgrades sehr ähnlich zu sein (vgl. Abbildung 7.1). Jedoch steigt die Netto-Leistung bei hohen Frischdampfdrücken nicht proportional zum thermischen Wirkungsgrad. So wird bei einer Temperatur von 500 °C und einem Druck von 1000 bar weniger Leistung durch den ORC-Prozess umgesetzt werden, als bei einer Temperatur von 300 bar.

Der Vergleich der beiden Diagramme, in Abbildung 7.1 und 7.4, zeigt, dass die Maxima von dem thermischen Wirkungsgrad und der Netto-Leistung nicht bei gleichen Drücken auftreten. Auch fällt auf, dass nach dem Maximum die Leistung

schneller abfällt, als der Wirkungsgrad.

Daraus ergibt sich, dass ein ORC-Prozess, der leistungsoptimiert ist, nicht mit dem Optimum des thermischen Wirkungsgrades einhergeht. Grundsätzlich sind daher zwei sinnvolle Regelungen der Anlage denkbar. Die wirkungsgradoptimierte Regelung sorgt für die maximale, exergetische Ausnutzung, während die leistungsoptimierte Regelung die maximale Arbeit aus dem Wärmestrom gewinnt.

**Wärmeströme** In der Abbildung 7.5 sind die zugeführten Wärmeströme in den unterschiedlichen Arbeitspunkten dargestellt.

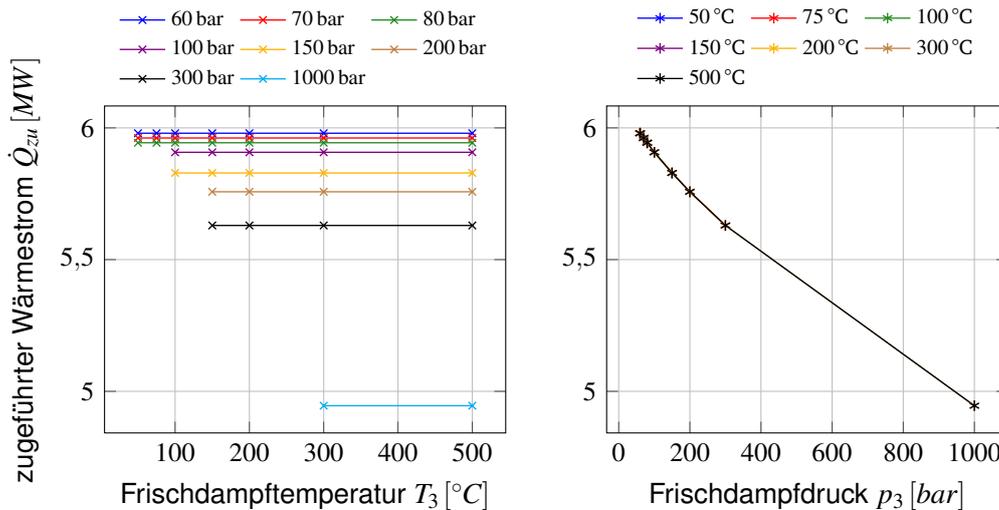


Abbildung 7.5: Zugeführte Wärmeleistung mit Kohlenstoffdioxid

Bei dem Verlauf des Wärmestromes fällt auf, dass dieser im untersuchten Bereich unabhängig von der Frischdampf-temperatur ist. Die größere Differenz der spezifischen Enthalpien, bedingt durch die höhere Frischdampf-temperatur, wird in diesem Modell durch die Variation des Massenstroms ausgeglichen (vgl. Kaapitel 4).

Da die zugeführte Wärmemenge unabhängig von der Frischdampf-temperatur ist, fallen die unterschiedlichen Temperaturkurven, im rechten Diagramm der Abbildung 7.5, zu einem Verlauf zusammen. Der Wärmebedarf sinkt mit zunehmendem Frischdampfdruck. Dies wird nicht durch den Massenstrom angepasst, da der Druck nicht leistungsbeschränkend für den Wärmeübertrager ist. Die überprüfte Grädigkeit ist nur mit der Temperatur verknüpft.

**Massenströme** Die Diagramme in Abbildung 7.6 zeigen, die mit dem zugeführten Wärmestrom erreichten Massenströme, des Arbeitsmediums. Es ist zu erkennen, dass sich bei sehr hohen Temperaturen, unabhängig vom Frischdampfdruck, sehr

ähnliche Massenströme im Kreisprozess einstellen. Der Wert bei 500 °C schwankt zwischen 8,19 kg/s und 8,47 kg/s, bei einem Druck bis 300 bar. Zusätzlich fällt auf, dass mit steigender Frischdampf­temperatur die erzielbaren Massenströme sinken, da ein Teil der verfügbaren Wärmeenergie nicht mehr in Masse, als Energieträger sondern in die Temperaturdifferenz für die stärkere Überhitzung gewandelt wird.

Allerdings kann bei gleicher Temperatur und steigendem Frischdampfdruck, durch die effektivere Wärmeübertragung, bei überkritischer Verdampfung, die Wärmeenergie besser ausgenutzt werden. Dadurch steigt der erreichbare Massenstrom an (vgl. Abbildung 7.6).

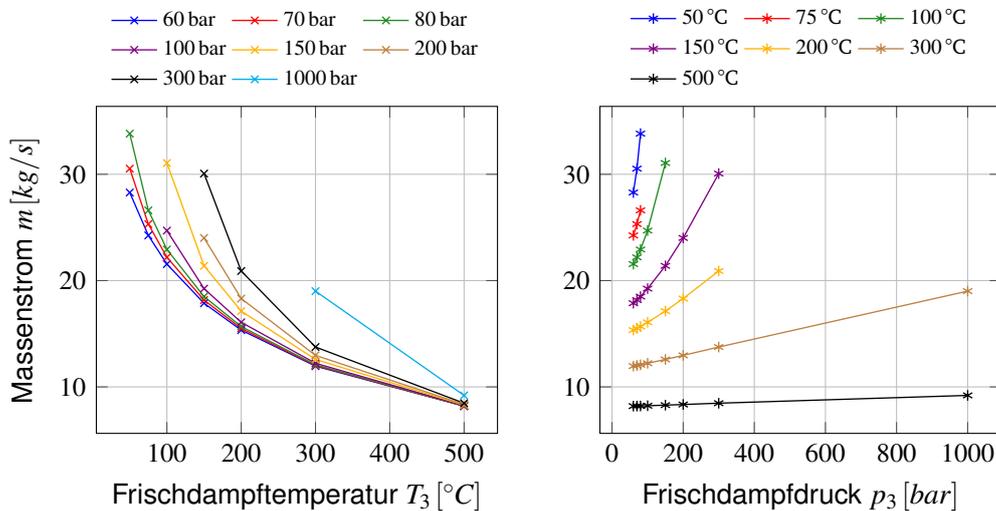


Abbildung 7.6: Massenströme mit Kohlenstoffdioxid

### 7.1.2 Simulationsergebnisse von Kohlenstoffdioxid mit Wärmerückgewinnung

Wie bereits in Kapitel 3 beschrieben, wird durch die Wärmerückgewinnung versucht, den thermischen Wirkungsgrad zu verbessern. Dies wird durch die Nutzung der sensiblen Wärme, der Gasphase nach der Entspannung, erreicht.

Die in den folgenden Diagrammen dargestellten Ergebnisse sind stoffspezifisch und lassen sich nicht unmittelbar auf andere Medien übertragen.

**Wirkungsgrade** Durch die interne Wärmerückgewinnung, mit Hilfe des Rekupe-rators, wird ein Teil der abzuführenden, sensiblen Wärme am Kondensator, für die Vorwärmung der flüssigen Wärme genutzt. So können höhere Wirkungsgrade erreicht werden. Der maximale, thermische Wirkungsgrad, bei der Simulation mit Wärmerückgewinnung, liegt bei 34,73 %, bei einem Frischdampfdruck von 300 bar und einer Temperatur von 500 °C. Ohne Wärmerückgewinnung wird in diesem Arbeitspunkt ein thermischer Wirkungsgrad von 18,49 % erreicht. Das entspricht einer Steigerung von 87,74 %.

Bei unterkritischen Drücken wird durch die Wärmerückgewinnung kaum eine Verbesserung erreicht. Die relativen Verbesserungen bei einem Frischdampfdruck von 50 bar liegen gerade einmal im Bereich zwischen 0,43 % und 1,49 %.

Bei überkritischer Verdampfung, also Frischdampfdrücken ab ca. 74 bar, steigt der Wirkungsgrad stetig, je höher die Frischdampf-temperatur gewählt wird (vgl. Abbildung 7.7). Je höher die Überhitzung des Gases ist, desto größer sind auch die

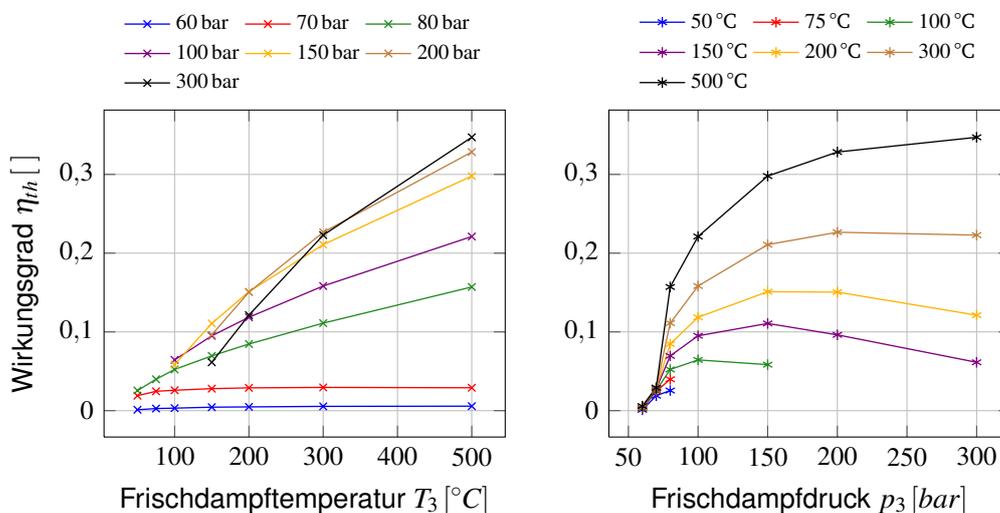


Abbildung 7.7: Thermische Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid und WRG

Wirkungsgradsteigerungen durch die Wärmerückgewinnung.

Bei der Druckabhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades fällt auf, das auch bei der Anlage mit Wärmerückgewinnung lokale Maxima auftreten. Diese werden früher erreicht, als bei der Anlage ohne Rekuperator. So liegt das Maximum des thermischen Wirkungsgrades, mit einer Frischdampf­temperatur von 150 °C, ohne Wärmerückgewinnung, bei ca. 200 bar. Mit Wärmerückgewinnung wird dieses schon bei 150 °C erreicht. Dafür ist der Abfall nach dem Maximum, bei dem Kreisprozess mit Rekuperator, deutlich geringer (vgl. Abbildung 7.7 und 7.1).

Durch die Wärmerückgewinnung kann, mit zunehmender Frischdampf­temperatur, die Spreizung der mittleren Temperatur bei Wärmezufuhr und -abfuhr vergrößert werden. Die Folge ist ein stetig steigender Carnot-Wirkungsgrad. Dies gilt allerdings nur für die überkritischen Prozesse. Bei unterkritischer Verdampfung verhindert das Nassdampfgebiet die volle Potentialschöpfung, der sensiblen Restwärme im Gas, was im linken Diagramm der Abbildung 7.8 zu erkennen ist.

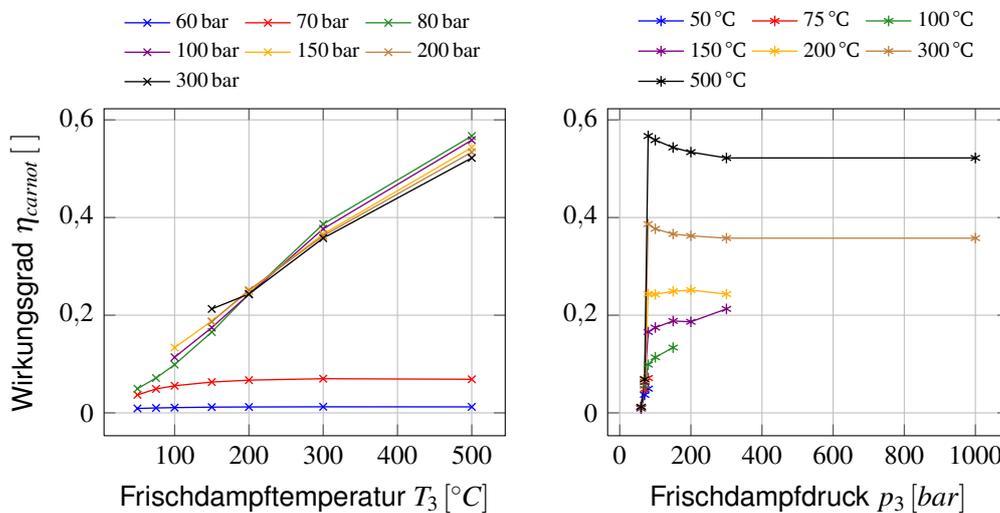


Abbildung 7.8: Carnot-Wirkungsgrade mit Kohlenstoffdioxid und WRG

Bei variablem Druck steigt der carnotische Wirkungsgrad, der Anlage mit Wärmerückgewinnung, bis zum kritischen Druck sehr schnell an. Danach kann bei niedrigen Frischdampf­temperaturen nur noch eine geringe Steigerung des Wirkungsgrades erreicht werden. Wie in Abbildung 7.8 zu erkennen, ist ab einer Temperatur von etwa 200 °C sogar ein leichter Abfall des Wirkungsgrades zu bemerken.

**Wärmeströme und Leistungen** Die der Anlage zugeführte Wärme verringert sich auf Grund der Wärmerückgewinnung, wie in Abbildung 7.9 zu erkennen. Dabei wird trotz der teilweise sehr viel kleineren, eingehenden Energie mehr Netto-Leistung

umgesetzt, als bei der Anlage ohne Wärmerückgewinnung (vgl. Abbildung 7.10). So wird bei einem Frischdampfdruck von 80 bar und der Temperatur von 500 °C, der Anlage mit Rekuperator, etwa 50,2 % weniger Wärmeenergie zugeführt, bei einer gleichzeitigen Netto-Leistungssteigerung von etwa 69,3 %. Unterkritische Prozesse sind hinsichtlich der zugeführten Wärme und der umgesetzten Leistung, durch die Wärmerückgewinnung, kaum beeinflusst.

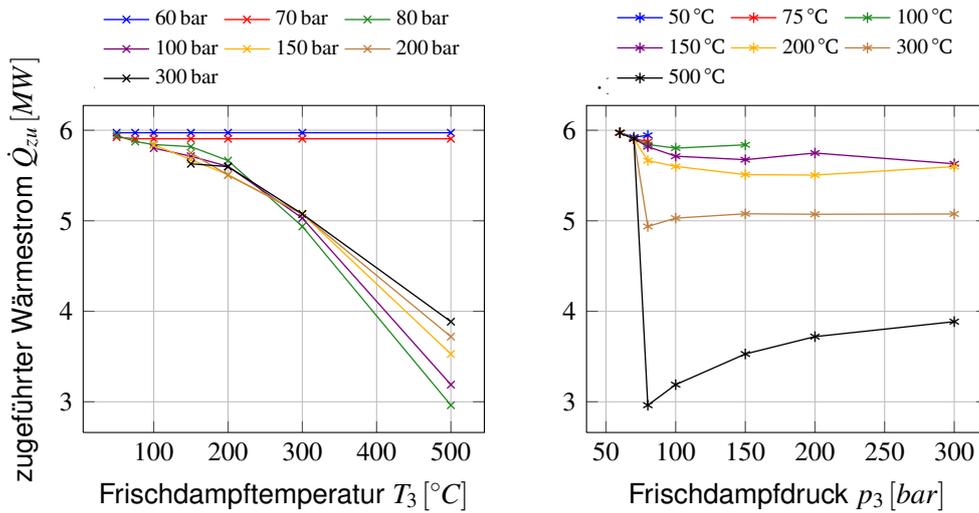


Abbildung 7.9: Zugeführte Wärmeleistung mit Kohlenstoffdioxid und WRG

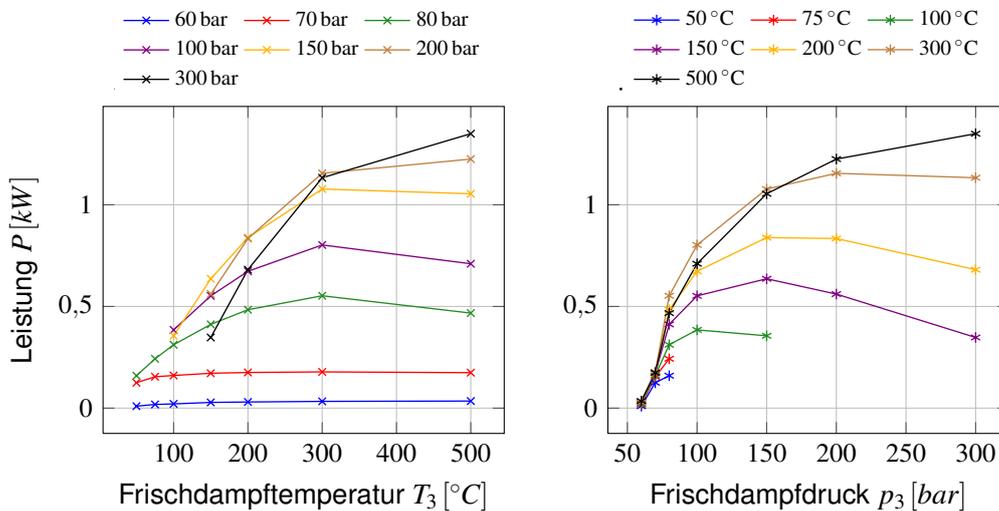


Abbildung 7.10: Netto-Leistungen mit Kohlenstoffdioxid und WRG

### 7.1.3 Simulationsergebnisse von Ammoniak

Um einen Vergleich herstellen zu können, werden hier die Simulationsergebnisse mit dem Arbeitsmedium Ammoniak vorgestellt. Verglichen mit Kohlenstoffdioxid ist Ammoniak ein sehr feuchtes Medium (vgl. Abbildung 3.8 aus Kapitel 3), welches natürlich vorkommt, aber keine organische Verbindung darstellt. Ammoniak ist jedoch ein typisches Arbeitsmedium in ORC-Prozessen.

**Wirkungsgrade** Aus der Abbildung 7.11 geht hervor, dass die thermischen Wirkungsgrade mit Ammoniak deutlich höher liegen, als beim Kreisprozess mit Kohlenstoffdioxid. Der Vergleich der thermischen Wirkungsgrade aus Abbildung

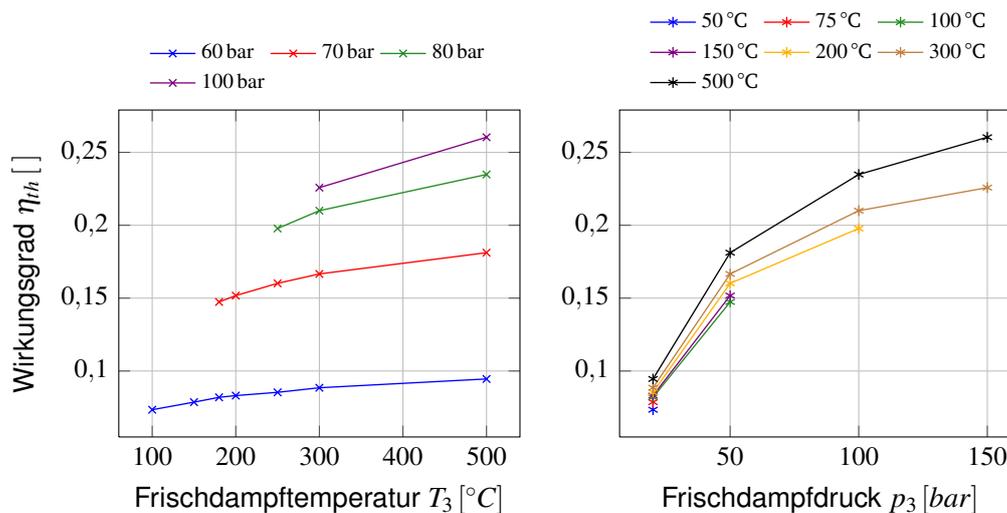


Abbildung 7.11: Thermische Wirkungsgrade mit Ammoniak

7.1 und Abbildung 7.11 zeigt, dass sich im Kreisprozess mit Ammoniak, bis zu einer Frischdampf-temperatur von 500 °C und bis zu einem Frischdampfdruck von 150 bar, keine Maxima ausbilden, wie bei Kohlenstoffdioxid. Allerdings kann nicht ausgeschlossen werden, dass diese bei weiteren Untersuchungen über das Gebiet hinaus noch auftreten.

Maximal kann bei den gewählten Parametern so ein Wirkungsgrad von 26,04 % erreicht werden. Die Hauptursache für die größeren Wirkungsgrade ist der deutlich niedrigere Kondensationsdruck bei Ammoniak. Da die Kondensationstemperatur in beiden Fällen bei 20 °C liegt, ergibt sich bei Ammoniak ein Druck, auf der Niederdruckseite der Anlage, von etwa 8,6 bar. Bei Kohlenstoffdioxid liegt der Sättigungsdruck dieser Temperatur bei ca. 57,3 bar. So erreicht die Turbine ein deutlich höheres Druckverhältnis, was zu einer gesteigerten Leistung führt.

**Massenströme** In der Abbildung 7.12 sind die erreichten Massenströme des Ammoniak-Kreisprozesses dargestellt. Im direkten Vergleich mit Kohlenstoffdioxid wird

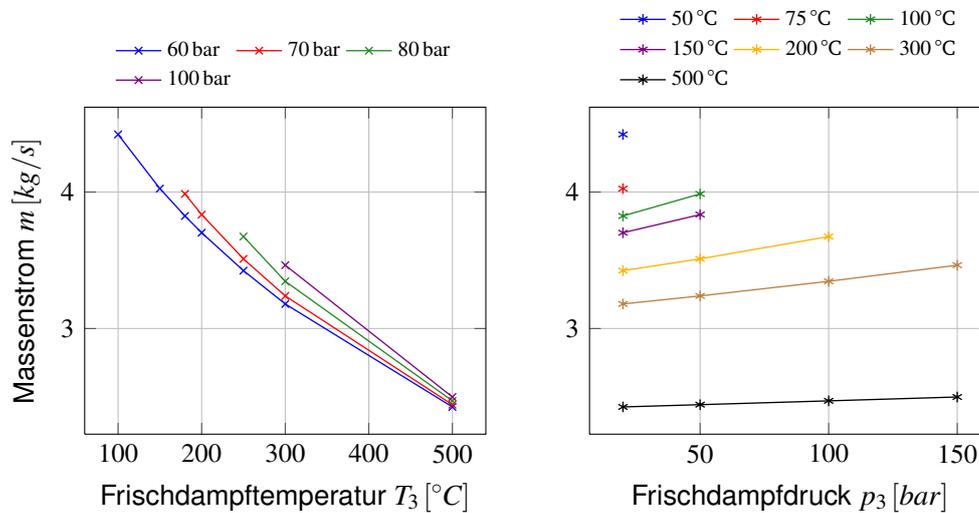


Abbildung 7.12: Massenströme mit Ammoniak

deutlich, dass der Kreisprozess mit Ammoniak deutlich geringere Massenströme realisiert, bei gleichzeitig höherer, absoluter Leistung. In der Abbildung 3.8 aus Kapitel 3 ist zu erkennen, dass Ammoniak eine deutlich größere, spezifische Verdampfungsenthalpie besitzt. Auch die spezifische Wärmekapazität von Ammoniak ist im Durchschnitt mehr als doppelt so hoch, wie von Kohlenstoffdioxid. So kann mit Ammoniak, als Arbeitsmedium, durch weniger Masse, die gleiche absolute Wärmeenergie umgesetzt werden.

### 7.1.4 Simulationsergebnisse von Ammoniak mit verminderter Wärmeleistung

Um den Einfluss der Eintrittstemperatur des Wärmeträgermediums zu untersuchen, ist im Folgenden der ORC-Prozess mit Ammoniak, als Arbeitsmedium, erneut simuliert. Hierfür ist die Temperatur der Wärmequelle von 600 °C auf 350 °C gesenkt.

**Wirkungsgrade** Die charakteristischen Größen des Kreisprozesses sind, durch die Eingaben der festgelegten Punkte am Austritt des Kondensators und des Verdampfers, von der Temperaturänderung der Wärmequelle unbeeinflusst. Daher sind neben den spezifischen Enthalpien auch die mittleren Temperaturen der Wärmezufuhr und -abfuhr gleich. Daraus ergeben sich die gleichen thermischen und carnotischen Wirkungsgrade. Die Folge sind identische Verläufe der thermischen Ausnutzung, wie in Abbildung 7.13 dargestellt.

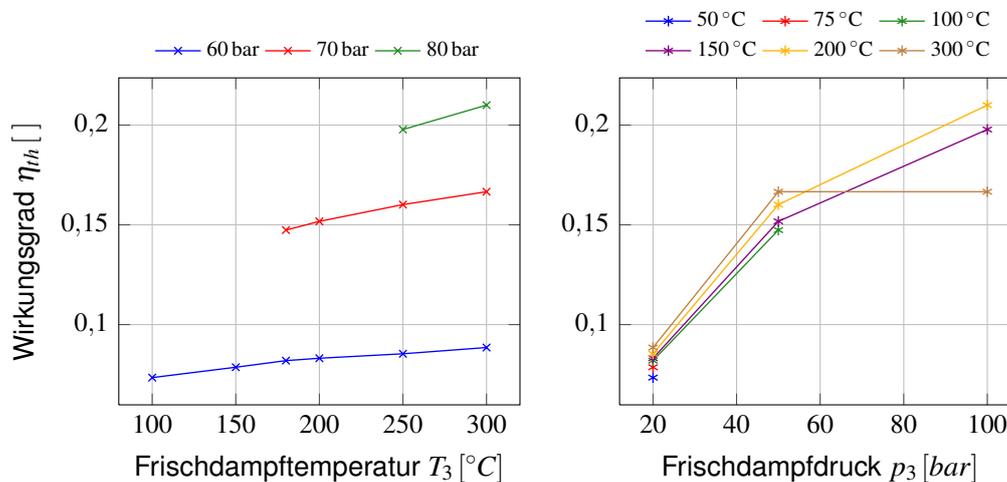


Abbildung 7.13: Thermische Wirkungsgrade mit Ammoniak und verminderter Wärmeleistung

**Leistungen** Trotz der gleichen Wirkungsgrade spiegelt sich die verminderte Wärmeenergie in der erzielbaren Netto-Leistung wieder, wie in Abbildung 7.14 zu erkennen. Dabei ist der relative Anteil, um den der zugeführte Wärmestrom geringer ist, gleich groß mit dem Anteil, um den die Netto-Leistung zurückgeht. Da die spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgermediums nicht als konstant angenommen wird, ist die relative Änderung der Temperatur zu diesem Anteil verschieden.

**Massenströme** Der geringere Energieeintrag am Verdampfer wird in dem ORC-Modul durch einen geringeren Massenstrom des Arbeitsmediums umgesetzt, wie in Abbildung 7.15 zu erkennen. Der qualitative Verlauf hat sich bei keinem der untersuchten Parameter geändert.

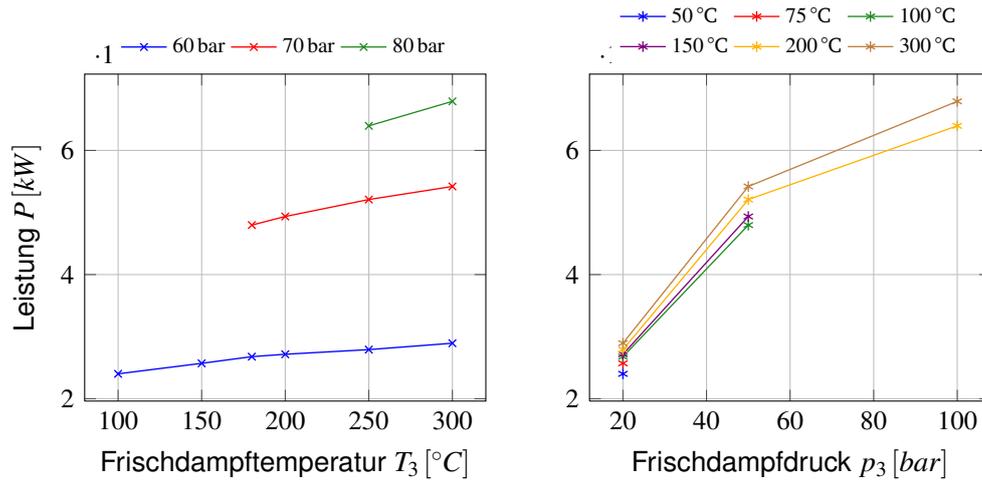


Abbildung 7.14: Netto-Leistungen mit Ammoniak und verminderter Wärmeleistung

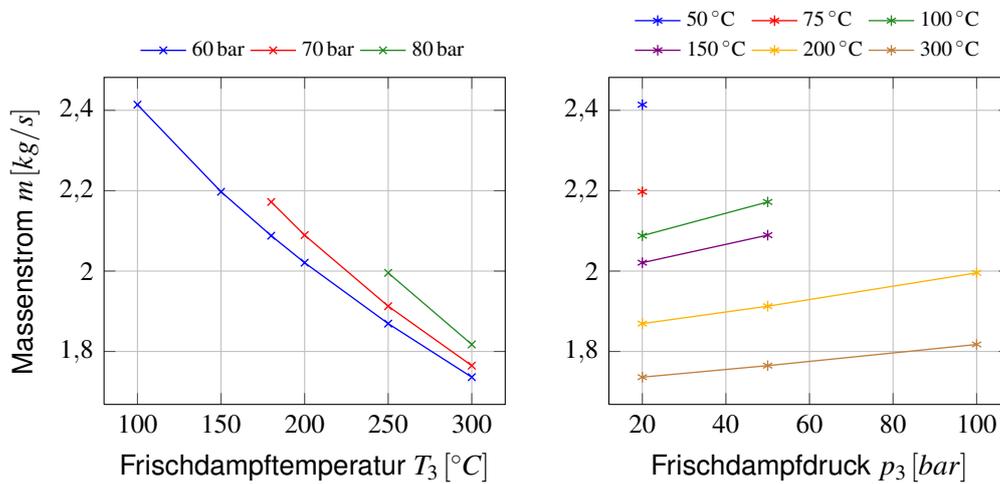


Abbildung 7.15: Massenströme mit Ammoniak und verminderter Wärmeleistung

## 8 Zusammenfassung

Der Carnot-Prozess beschreibt den theoretischen Idealfall einer Wärmekraftmaschine. Insbesondere, wenn die verfügbare thermische Energie auf einem niedrigen Temperaturniveau vorliegt, ist die Effizienz einer Anlage von besonderer Bedeutung. Um den Primärenergieverbrauch senken zu können, ist es daher essentiell, Energiewandlungsprozesse zu optimieren.

Stand der Technik für die Verstromung thermischer Energie ist, der *Clausius Rankine Cycle* (CRC), mit dem Arbeitsmedium Wasser. Wärme wird hier für die Erzeugung von Heißdampf genutzt, welcher anschließend eine Turbine antreibt. Die mechanische Energie wird dann mit Hilfe eines Generators, in elektrische Energie gewandelt. Der derzeitig wirkungsgradbeschränkende Faktor moderner Wasserdampf-Kreisprozesse, ist die thermische Belastungsgrenze eingesetzter Werkstoffe. Bei niedrigen Frischdampftemperaturen, bis etwa 250 °C, kann ein Wechsel des Arbeitsmediums deutliche Vorteile mit sich führen. Organische Medien bzw. klassische Kältemittel erreichen bei der Wandlung von Niedertemperaturwärme, deutlich höhere Wirkungsgrade und bieten daher eine konkurrenzfähige Alternative. Solche Kreisprozesse werden Organic Rankine Cycle (ORC) genannt. Besonderes Interesse gilt den ORC-Anlagen in der effektiven Nutzung thermischer Abwärme, die in vielen Industrieprozessen anfällt. Auch als Zwischenprozess, um die Temperatur eines Wärmestroms auf das niedrigere Niveau eines Verbrauchers zu senken, sind ORC-Prozesse einsetzbar.

Im Rahmen dieser Arbeit ist ein Simulationsprogramm in der Beschreibersprache Modelica, mit dem Programm Dymola, von Dassault Systems, zur Berechnung von ORC-Kreisprozessen entwickelt worden. Dabei sind die Apparate der Anlage separat in Einzelmodellen umgesetzt, die miteinander verknüpft werden. Für die Berechnung der thermodynamischen Zustandsgrößen, eingesetzter Arbeitsmedien, ist zusätzlich ein Fluidmodell auf Basis von Virial- und Fundamentalgleichungen entwickelt worden. Durch die Vorgabe einer Wärmequelle sowie der Kondensationstemperatur und dem Frischdampfzustand, kann das Modell die Netto-Leistung, den thermischen und exergetischen Wirkungsgrad, die aufgenommene und abgegebene Wärme sowie den Massenstrom des Arbeitsmediums bestimmen. Der Austrittszustand des Wärmeträgers am Verdampfer wird unter der Berücksichtigung der Grädigkeit, des Wärmeübertragers berechnet. Das Modell wird durch allgemein definierte Schnittstellen mit der Umgebung verknüpft und kann so in den unterschiedlichsten Einsatzfällen genutzt werden.

Die anschließenden Untersuchungen des Modells mit Kohlenstoffdioxid und

Ammoniak sollen Möglichkeiten für die Weiterentwicklung und Optimierung der Bibliothek aufzeigen. Daher sind in den Simulationen Temperaturen der Wärmequelle bis 500 °C untersucht worden. Bei einer Kondensationstemperatur von 20 °C wird mit Ammoniak ein maximaler Wirkungsgrad von 26 % erreicht. Dabei werden in dieser Simulation 5,92 MW Wärmeleistung, in 1,54 MW Netto-Leistung gewandelt. Dieser Punkt wird bei einer Frischdampf­temperatur von 500 °C und dem Druck von 150 bar erreicht. Bei gleichen Randbedingungen erreicht der Kreisprozess mit Kohlenstoffdioxid, als Arbeitsmedium, einen deutlich geringeren thermischen Wirkungsgrad, von nur 12,1 %. Der Kohlenstoffdioxid-Kreislauf kann nur weniger Wärmeleistung aufnehmen, damit die Grädigkeit nicht verletzt wird. So werden 5,83 MW Wärme, in 710 kW Netto-Leistung gewandelt. Durch die höhere spezifische Wärmekapazität von Ammoniak wird für die Umwandlung der gleichen Wärme ein deutlich geringerer Massenstrom benötigt, als mit dem Arbeitsmedium Kohlenstoffdioxid.

Die Simulationsergebnisse haben ausserdem gezeigt, dass sowohl der thermische Wirkungsgrad, als auch die Netto-Leistung nicht proportional zur Frischdampf­temperatur steigt. Bei starker Überhitzung ist so nahezu keine Verbesserung mehr zu erreichen. Allerdings zeigt sich bei beiden Arbeitsmedien die Ausbildung lokaler Maxima, bei einem variablen Frischdampf­druck. Es bietet sich daher an, die Frischdampf­temperatur so hoch wie möglich anzusetzen und das Einstellen der Anlage auf den gewünschten Arbeitspunkt, durch die Wahl des Frischdampf­druckes, zu erreichen.

Der Vergleich von thermischem Wirkungsgrad und erreichter Netto-Leistung beider Arbeitsmedien zeigt, dass ein maximaler Wirkungsgrad nicht mit dem Maximum der Leistung einhergeht. Die maximal mögliche Netto-Leistung wird bei höheren Drücken erreicht, bei denen der Wirkungsgrad bereits wieder abfällt.

Insbesondere bei isentropen und retrograden Medien kann die Effektivität der ORC-Anlage, durch eine interne Wärmerückgewinnung verbessert werden. Bei diesen Medien nimmt die Überhitzung des Gases nach der Entspannung zu. Die in dem Gas verbliebende sensible Wärme wird dann zur Entlastung des Verdampfers eingesetzt. Neben der Steigung der Tauline bestimmt der isentrope Wirkungsgrad der Turbine, die Größe des übertragbaren Wärmestroms. Der ORC-Prozess mit Kohlenstoffdioxid, einem fast isentropen Medium, kann durch den Rekuperator eine maximale Steigerung, des thermischen Wirkungsgrades, von 70,57 % erreichen. Im Mittel konnte der Wirkungsgrad um etwa 26 % gesteigert werden. Die Steigerung der Netto-Leistung fällt, mit durchschnittlich 20 %, etwas kleiner aus.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse von Kohlenstoffdioxid und Ammoniak macht deutlich, dass die individuelle Wahl des Arbeitsmediums sehr großen Einfluss auf die Effektivität und die erzielbare Netto-Leistung der Anlage hat. Genauere Zusammenhänge zwischen stoffspezifischen Daten und dem Ertrag müssen weitere Untersuchungen zeigen. Hierfür ist die Fluid-Bibliothek durch weitere potentielle Medien zu erweitern.

Um Rechenzeiten zu verkürzen und das Modell besonders effektiv zu gestalten, bietet sich die Weiterentwicklung zu einem Kennfeldmodell an. Für jedes Fluid könnte so, aus den Simulationsergebnissen dieser Arbeit beispielsweise ein leistungsoptimiertes Modell entstehen. Abhängig von den gewählten Temperaturen der Parametrisierung ist so, zum Beispiel die ideale Einstellung des passenden Frischdampfdruckes möglich.

# Literaturverzeichnis

- [Baehr u. Kabelac 2009] BAEHR, Hans D. ; KABELAC, Stephan: *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendung*. 14. Auflage. Springer Verlag, 2009
- [Baehr u. Tillner-Roth 1995] BAEHR, Hans D. ; TILLNER-ROTH, Reiner: *Thermodynamic Properties of Environmentally Acceptable Refrigerants*. Springer Verlag, 1995
- [Behrendt u. a. 1998] BEHRENDT, Siegfried (Hrsg.) ; PFITZNER, Ralf (Hrsg.) ; KREIBICH, Rolf (Hrsg.) ; HORNSCHILD, Kurt (Hrsg.): *Innovation zur Nachhaltigkeit: Ökologische Aspekte der Informations- und Kommunikationstechniken (Konzept Nachhaltigkeit)*. Springer Verlag, 1998
- [BMU 2010] *Das Energiekonzept und seine beschleunigte Umsetzung*. <http://www.bmu.de/>. Version: 2010. – [abgerufen am 06.02.2013]
- [Energie und Management 2012] *Marktübersicht ORC-Module*. <http://www.energie-und-management.de/>. Version: 2012. – [abgerufen am 31.01.2013]
- [Modelica Assn. 2012] MODELICA ASSOCIATION (Hrsg.): *Modelica - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling*. Version 3.2 Revision 1. Linköpings Universitet - Sweden: Modelica Association, 2012
- [Oberberger u. Gaia 2005] OBERBERGER, Prof. Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. I. ; GAIA, Univ.-Prof. Dr. M.: *Biomasse - Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses*. 2005
- [Pfleiderer u. Petermann 1991] PFLEIDERER, Carl (Hrsg.) ; PETERMANN, Hartwig (Hrsg.): *Strömungsmaschinen*. Springer Verlag, 1991
- [Tillner-Roth 1998] TILLNER-ROTH, Reiner (Hrsg.): *Fundamental Equations of State*. Shaker Verlag, 1998
- [VDI 1980] VDI, Verein Deutscher I. (Hrsg.): *VDI Berichte 377 - Antriebsenergie aus Abwärme*. VDI Verlag, 1980
- [VDI 1984] VDI, Verein Deutscher I. (Hrsg.): *VDI Berichte 539 - ORC-HP-Technology*. VDI Verlag, 1984

- [VDI u. a. 2006] VDI, Verein Deutscher I. (Hrsg.) ; VERFAHRENSTECHNIK, VDI-Gesellschaft (Hrsg.) ; (GVC), Chemieingenieurwesen (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 10. Auflage. Springer Verlag, 2006
- [Vetter 2011] VETTER, Christian: *Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diplomarbeit, 2011
- [Wiesner 2012] WIESNER, Christoph: *Berechnung von ORC-Prozessen mit Kältemitteln*, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, Diplomarbeit, 2012



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Hoppe

Vorname: Jens

dass ich die vorliegende Masterarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Modellierung und Untersuchung von ORC-Prozessen in der Simulationsumgebung von Modelica

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

Datum

Unterschrift im Original